

Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje

aftermath.MOV

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Milan Opalić

Zoran Domitran

Zagreb, 2007.
Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje

DIPLOMSKI RAD

Uređaj za umjeravanje momentnih ključeva

Mentor:

Prof. dr. sc. Milan Opalić

Zoran Domitran

Zagreb, 2007.

Izjava

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno na temelju znanja stečenih na Fakultetu strojarstva i brodogradnje i služeći se navedenim izvorima podataka.

Zahvaljujem se svome mentoru prof. dr. sc. Milanu Opaliću na pruženoj pomoći za vrijeme izrade diplomskog rada.

Na kraju, iskreno se zahvaljujem svojoj obitelji na podršci tijekom studija.

Zoran Domitran

Sadržaj

SAŽETAK.....	1
POPIS SLIKA I TABLICA	2
POPIS VAŽNIJIH FIZIKALNIH VELIČINA.....	4
1. UVOD.....	6
1.1 Metode pritezanja	6
1.1.1. Ručno pritezanje	6
1.1.2. Mjerenje kuta rotacije matice	7
1.1.3. Metoda ultrazvučnog mjerenja	7
1.1.4. Pritezanje pomoću grijače šipke	7
1.1.5. Pritezanje pomoću hidrauličkih zatezala	7
1.1.6. Pritezanje pomoću momentnih ključeva	8
2. ZAHTJEVI KOJE NORMA NALAŽE KOD ISPITIVANJA	10
2.1. Podjela uređaja za pritezanje na određeni moment	10
2.2. Spojni elementi	12
2.3. Tolerancije očekivanih mjernih rezultata	14
2.4. Testna opterećenja	15
2.5. Mjerni uređaj	15
2.6. Smjernice važne za dobivanje ispravnih rezultata mjerenja	15
2.7. Postupak mjerenja	17
3. DIJELOVI MJERNOG LANCA	18
3.1. Mjerne doze	19
3.1.1. Konstrukcija mjerne doze	20
3.2. Tenzometri	22
3.3. Wheatstoneov most	24
3.4. Mjerno Pojačalo	27
3.5. Sheme spajanja	29
3.5.1. Konstrukcijski zahtjevi i izbor materijala mjerne doze	30
3.5.2. Orijentacioni promjer mjerne doze	31
3.5.3. Torziona mjerna doza	32
3.5.4. Spektar opterećenja	32
3.5.5. Čvrstoća mjerne doze	33
3.5.6. Mjerne trake, mjerna metoda	35
3.5.7. Umjeravanje	36
3.5.8. Povezivanje pojačala i računala	38
4. METODIČKA RAZRADA.....	41
4.1. Lista zahtjeva	41
4.2. Varijanta rješenja	44

5.	PRORAČUN I DIMENZIONIRANJE UREĐAJA ZA UMJERAVANJE MOMENTNIH KLJUČEVA.....	45
5.1.	Dimenzioniranje pogonskog vretena	45
5.1.1.	Orijentacijski promjer vretena	46
5.1.2.	Kontrola naprezanja trapeznog vretena	47
5.1.3.	Kontrola sigurnosti obzirom na izvijanje.....	49
5.1.4.	Određivanje visine matice.....	49
5.2.	Određivanje momenta pokretanja.....	50
5.3.	Određivanje izlazne brzine vrtnje.....	51
5.4.	Izbor motora i upravljanje	56
5.5.	Izbor i provjera krutosti vodicica	58
5.5.1.	Vertikalne vodilice	58
5.5.2.	Odabir linearnih kugličnih ležajeva vertikalnih vodicica	60
5.5.3.	Horizontalne vodilice.....	61
5.5.4.	Odabir linearnih kugličnih ležajeva horizontalne vodicice	61
5.6.	Izbor ležajeva trapeznog vretena.....	64
5.7.	Određivanje promjera kola za ručno pokretanje	66
6.	UPUTSTVO ZA MONTAŽU	67
7.	ZAKLJUČAK	69
8.	LITERATURA	70

Sažetak

Kvaliteta vijčanog spoja ovisi o točnosti pritezanja zadanog momenta te kao takav vijčani spoj čini rizično mjesto u konstrukciji. Dovoljnom pritegnutosti(ne previsoka ni preniska) vijčanog spoja osigurava se trajnost konstrukcije te se izbjegava nastajanje kritičnog mjesta u konstrukciji. Postoji više metoda pritezanja vijaka, a ovim radom bit će objašnjena metoda pritezanja momentnim ključevima te će se dati prikaz izvedbi uređaja. Bit će dana razrada mjernog lanca uređaja za umjeravanje momentnih ključeva s razradom svakog elementa. Uz konstrukcijsku razradu uređaja sa svim potrebnim izračunima i tehničkom dokumentacijom. Sa ciljem boljeg razumijevanja načina umjeravanja bit će pojašnjeni osnovni principi mjerenja tenzometarskim trakama te konstrukcija mjerne doze.

Popis slika i tablica

Popis slika

Slika 1. Spojevi vijaka	6
Slika 2. Hidrauličko zatezanje vijka	8
Slika 3. Momentni ključ u presjeku	8
Slika 4. Momentni ključ GEDORE	9
Slika 5. Klasa B, Tip I	11
Slika 6. Klasa C, Tip I	11
Slika 7. Klasa D, Tip I	11
Slika 8. Klasa A, Tip II	11
Slika 9. Klasa B, Tip II	11
Slika 10. Klasa C, Tip II	11
Slika 11. Klasa G, Tip II	12
Slika 12. Spoj četverobrida direktno	13
Slika 13. Spoj četverobrid na šesterobrid	13
Slika 14. Standardni četverobrid	13
Slika 15. Odstupanja od vertikalnog položaja ključa	16
Slika 16. Odstupanja od horizontalnog položaja ključa	16
Slika 17. Uvijanje torzionog štapa	18
Slika 18. Funkcijska shema mjernog lanca	19
Slika 19. Konceptijske razlike u konstrukciji mjernih doza	21
Slika 20. Deformacija ravnog vodiča pod djelovanjem opterećenja	22
Slika 21. Smjer postavljanja mjernih tenzometara(MT)	24
Slika 22. Wheatstoneov most	24
Slika 23. Wheatstoneov most u kojem je jedan otpornik zamijenjen tenzometrom	25
Slika 24. Puni Wheatstoneov most	26
Slika 25. Način postavljanja mjernih traka za torziona opterećenja	27
Slika 26. Mjerno pojačalo Spider 8 proizvođača HBM	28
Slika 27. Dijagramska shema komponenata pojačala Spider 8	29
Slika 28. 15 pinski konektor	29
Slika 29. Shema spajanja konektora za puni Wheatstoneov most	30
Slika 30. Dimenzije mjere doze do 2700 Nm	32
Slika 31. Spojna shema Wheatstonovog mosta	35
Slika 32. Shema spajanja mjernih traka na razvijenom plaštu mjerne doze	36
Slika 33. Ispitna mjerna doza sa postavljanim mjernim trakama	38
Slika 34. Promjena momenta u vremenu za veći broj okidanja momentnog ključa	39
Slika 35. Dijagramski prikaz okidanja momentnog ključa na 120 Nm, ručnom silom	40
Slika 36. Konceptijska skica rješenja	44
Slika 37. Djelovanje sile na momentni ključ	45

Slika 38. Djelovanje sile na vreteno	Slika 39. Model izvijanja	46
Slika 40. Karakteristične dimenzije trapeznog vretena		48
Slika 41. Mjerni osjetnik od 500 do 5000 Nm		52
Slika 42. Shematski prikaz pomaka uslijed zakreta mjeren doze		54
Slika 43. Karakteristika momenta u odnosu na brzinu vrtnje te frekvenciju		57
Slika 44. Shematski prikaz vertikalnih vodilica		58
Slika 45. Raspored sila na vertikalne vodilice u prostoru		60
Slika 46. Dispozicijska skica opterećenja u vertikalnoj ravnini		61
Slika 47. Dispozicijska skica opterećenja po ležišnom mjestu		62
Slika 48. Shematski prikaz horizontalnih vodilica		63
Slika 49. Temeljenje horizontalne vodilice		64
Slika 50. Uležištenje trapeznog vretena		64
Slika 51. Dispozicijska skica ručnog kola		66
Slika 52. Položaj ručnog kola		66

Popis tablica

Tabela 1. Prikaz veličine momenata u odnosu prema veličini četverobrida	14
Tabela 2. Dopuštena rasipanja vrijednosti momenata za ključeve Tipa I	14
Tabela 3. Dopuštena rasipanja vrijednosti momenata za ključeve Tipa II	14
Tabela 4. Dopuštena rasipanja vrijednosti momenta za posebne ključeve Tipa II	15
Tabela 5. Karakteristike materijala tenzometara	23
Tabela 6. Rezultati umjeravanja	36
Tabela 7. Greška aproksimacije po metodi najmanjih kvadrata	37

Popis važnijih fizikalnih veličina

C_O	N	– statička nosivost kugličnih vodilica
D	mm	– minimalni promjer ručnog kola
d_3	mm	– promjer jezgre trapeznog vretena
d_v	mm	– promjer vodilica
F_r	N	– ručna sila
F_t	N	– sila na momentni ključ
F_{t1}	N	– sila na jednu vodilicu
F_{t2}	N	– sila po ležajnom mjestu vodilice
G	N/mm ²	– modul klizanja materijala
G_M	N	– sila uslijed težine motorreduktora
I_{\min}	mm ⁴	– minimalni aksijalni moment tromosti
I_t	mm ⁴	– moment inercije
J_z	Kgm ²	– moment inercije zupčanika
k		– osjetljivost mjerne trake
L	mm	– krak momentnog ključa
m	mm	– visina matice j
M_t	Nm	– moment preskakanja momentnog ključa
M_Y	Nm	– moment savijanja na vodicama
p_{dop}	N/mm ²	– dopušteni bočni tlak
P_h	mm	– kut uspona trapeznog vretena
P_{iz}	W	– potrebna snaga za pokretanje vretena
R	Ω	– otpor vodiča
$R_{p0.2}$	N/mm ²	– proporcionalna granica elastičnosti materijala
R_{srl}	mm	– srednji promjer ležajeva
S_p		– sigurnost
T	Nm	– moment torzije
T_P	Nm	– moment pokretanja
T_{ZM}	Nm	– moment zamašnih masa prijenosnika

U	V	– električni napon
v	mm/s	– brzina okidanja
W_p	mm ³	– polarni moment otpora
Z		– broj ležajeva
z	mm	– pomak uslijed zakreta momentnog ključa
α	rad	– kut zakreta, kutna deformacija
μ	–	– koeficijent trenja
μ_a		– koeficijent trenja u kugličnim ležajevima
ε	mm	– deformacija
ε_{45°	mm	– usmjerena deformacija
ε_a	mm	– uzdužna deformacija
ε_p	mm	– poprečna deformacija
λ		– faktor vitkosti vretena
ν		– Poissonov koeficijent
ρ	kg/ mm ³	– specifična gustoća
σ	N/mm ²	– savojno naprezanje mjernog osjetnika
σ_{ekv}	N/mm ²	– ekvivalentno naprezanje
σ_{red}	–	– reducirano naprezanje
τ	N/mm ²	– torzijsko naprezanje mjernog osjetnika

1. Uvod

Slobodno možemo reći da su vijčani spojevi danas najčešći način spajanja elemenata u strojarstvu. Vijčani spojevi sadrže najmanje dva osnovna elementa:

- Jedan od elemenata je komponenta sa navojem (slika 1.)
 - Vijak i matica
 - Klin sa maticom na drugom kraju
 - Klin sa maticom na oba kraja
- Drugi dio je element kojim se vrši zatezanje

Elementi kojima vršimo zatezanje vijčanih sklopova čest su uzročnik loših spojeva i kao takvi čine kritično mjestu u procesu spajanja. Da bi izbjegli moguće greške koje nastaju uslijed lošeg pritezanja spoja (premalo ili previše zategnuti spoj) potrebno je pojasniti neke od načina spajanja. Oko 45 % svih havarija vijčanih spojeva nastalih uslijed zamora posljedica su lošeg pritezanja, time možemo dobiti uvid u važnost odgovarajućeg pritezanog momenta. Pravilno zatezanje vijka znači, najbolju upotrebu njegovih elastičnih svojstava, tj. vijak dobro radi ako se ponaša poput opruge. Zatezanjem vijka dobiva se osovinsko pred-opterećenje stezanja vijka. To opterećenje vijka je suprotno i jednako sili kompresije koja djeluje na sklopljene elemente.



Slika 1. Spojevi vijaka

Vijak je potrebno pritegnuti momentom koji daje dovoljnu silu prednaprezanja koja će spriječiti rastavljanje ili nefunkcionalnost spoja a ujedno nastalo prednaprezanje se nalazi u granicama elastičnosti. Time će se osigurati ponašanje vijka poput opruge.

1.1 Metode pritezanja

Postoji nekoliko metoda pritezanja vijaka, princip svake od njih je veoma različit. Danjim izlaganjem opisati ćemo najčešće korištene metode.

1.1.1. Ručno pritezanje

Ručno pritezanje izvodi se standardnim ključevima pri čemu radnik na temelju "osjećaja" određuje moment pritezanja. Ovakvim načinom pritezanja moguća je samo subjektivna

ocjena o stvarnoj veličini sile prednapona. Iako veoma neprecizna metoda, ručno zatezanje običnim ključem za vijke je danas veoma raširena metoda zbog svoje jednostavnosti i malih troškova opreme.

1.1.2. Mjerenje kuta rotacije matice

Metoda se sastoji od dva koraka. Prvo je potrebno maticu zakrenuti do vrijednosti zakretnog momenta koji je nešto niže vrijednosti od potrebne konačne vrijednosti zakretnog momenta. Od tada nadalje primjenjuje se određeni kut rotacije. Ovim se donekle smanjuje odstupanje oko naprezanja kod konačnog opterećenja. Međutim nepreciznost ostaje na visokoj razini a može se i povećati dodatno naprezanje uslijed uvijanja.

1.1.3. Metoda ultrazvučnog mjerenja

Ova metoda se temelji na mjerenju vremena koje je potrebno valu da dođe do kraja i natrag longitudinalne osovine vijka. Vijci nisu izbušeni ali moraju biti vrhunske kvalitete a uz to je potrebna i pravilna kalibracija. Ova metoda zahtjeva visoko kvalificirano osoblje. Stalna poboljšanja čine ovu metodu sve prikladnijom posebice za vijke malih dimenzija promjera ispod 20 mm.

1.1.4. Pritezanje pomoću grijače šipke

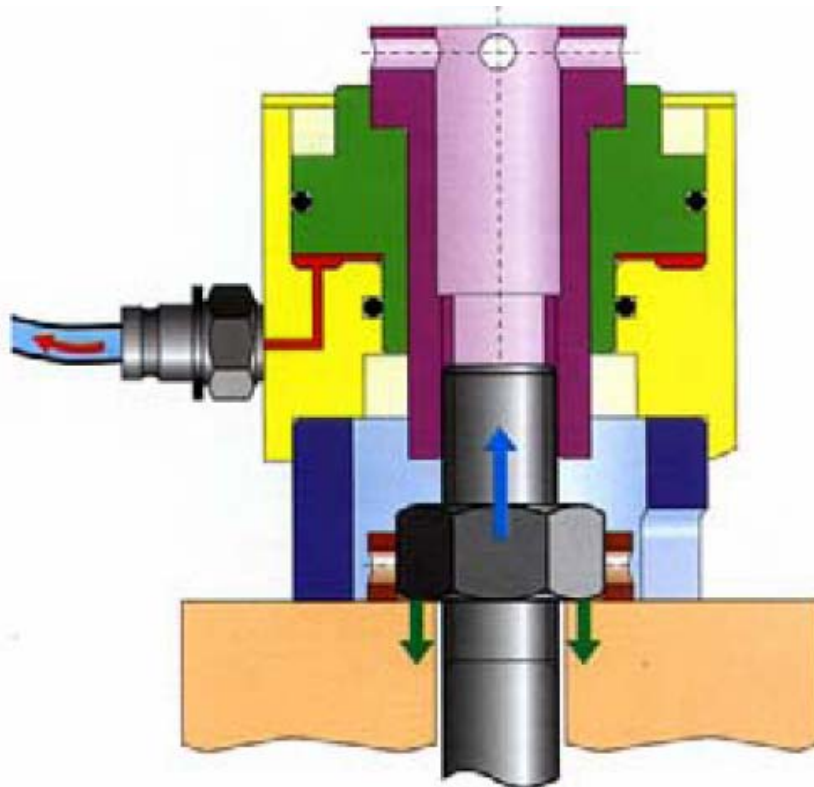
Metoda se sastoji od umetanja grijače šipke u sredinu vijka koja grije vijak i maticu. Nakon zagrijavanja vijka dovoljno je zakrenuti maticu koristeći malu silu zakretnog momenta dok matica ne dođe u kontakt sa podlogom. Nakon hlađenja šipke i vijka doći će do stezanja po dužini a time i povećavanja prednaprezanja. Teorijski moguće je istovremeno pritezanje više vijaka. U praksi sama metoda nije toliko precizna i nosi određene nedostatke.

- potrebno je bušiti rupu po sredini vijka
- potreban je sustav zagrijavanja te kontrola temperature
- suviše spora metoda
- konačno naprezanje moguće je provjeriti tek nakon hlađenja vijaka
- potrebno je ponavljati ciklus nekoliko puta da bi se podesila zategnutost

Ova metoda koristi se rijetko, prvenstveno za velike vijke (promjera većih od 100 mm).

1.1.5. Pritezanje pomoću hidrauličkih zatezala

Da bi bilo moguće ostvariti pritezanje hidrauličkim pritezalom potrebno je da jedan kraj vijka bude duži (slika 2.). Prvo se na dio koji viri iznad matice navine nastavak koji će preko kućišta koje se oslanja na podlogu te preko hidrauličkog cilindra postavljenog uz njega osigurati razvlačenje vijka ostvarujući silu prednaprezanja bez uvijanja matice. Zatim se matica koja je sad u zraku može lagano zategnuti do dodira sa podlogom. Nakon otpuštanja sile u hidrauličkom cilindru vijak ostaje prednapregnut jer je matica spuštena za iznos produljenja te nosi silu prednaprezanja sa vijkom. Metoda je relativno točna i brza te je sve češća u upotrebi.

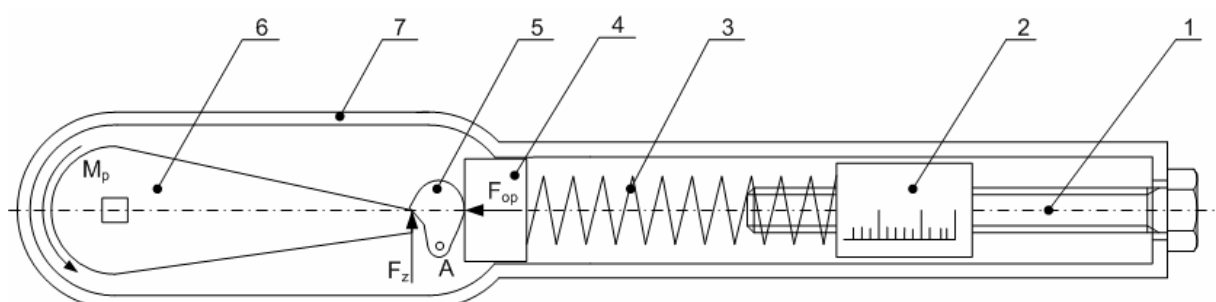


Slika 2. Hidrauličko zatezanje vijka

1.1.6. Pritezanje pomoću momentnih ključeva

Glavna prednost zatezanja preko moment ključeva je prije svega jednostavnost i brzina upotrebe što i svrstava ovaj način zatezanja u sam vrh primjene. Osnovni nedostatak ove metode je rasipanje veličine faktora trenja koje je prisutno u samom uređaju.

Postoje dvije osnovne grupe momentnih ključeva koje se suštinski ne razlikuju dok je način mjerenja je nešto drugačiji. Prvu grupu čine ključevi sa mjernom skalom na kojoj se očitavaju pojedini iznosi momenta pritezanja, drugu grupu čine ključevi koji okidaju na predodređenom momentu. Nakon postizanja određenog momenta javlja se obično zvučni signal ili se ključ jednostavno iskopča (kliže). Zajednička karakteristika svim momentnim ključevima je da se njihovo djelovanje zasniva na mjerenju deformacije savijanja, torzije ili tlaka opruge. Na slici 3. Dana je principijelna shema jednog momentnog ključa, možemo reći danas najčešćeg u upotrebi.



Slika 3. Momentni ključ u presjeku

Mehanizam momentnog ključa radi na sljedeći način: Vijkom 1 vrši se predopterećenje opruge 3 koja se namješta na određeni moment zakretanjem vijka 1 na kojem je matica sa skalom 2 u Nm. Time smo osigurali predodređeni moment pritezanja pri kojem će doći do preskakanja ključa i time onemogućili preopterećenje spoja. Opterećenje momentom prenosi se preko umetka 4 na polugicu 5 te dalje na sklop jedne ili više poluga 6 na izlaznu osovinu sa umetkom za standardni četverobrid.

Kada djelovanje momenta uslijed sile F_z oko točke A postane veće od momenta uslijed sile F_{op} oko točke A. dolazi to prelaska polužja 6 preko zuba 5 a time i do smanjenja momenta tj. automatskog iskopčavanja popraćenog zvučnim signalom i blagim trzajem.



Slika 4. Momentni ključ GEDORE

Kako je proizvodnim postupkom nemoguće dobiti dvije opruge potpuno jednakih karakteristika kao ni dva djela potpuno jednakih dimenzija, potrebno je nakon izrade i sklapanja momentnog ključa izvršiti njegovo umjeravanje. Različite konstrukcije momentnih ključeva predviđaju različite načine umjeravanja, no svima je zajedničko to da promjenom duljine opruge mijenjamo karakteristiku opruge te razliku između stvarnog i namještenog momenta svodimo na minimum. Da bi se taj postupak izveo što kvalitetnije i brže potrebno je imati uređaj kojim je moguće vjerno simulirati opterećenje momentnog ključa, te točno i pouzdano mjeriti iznos stvarnog momenta pritezanja. Ovim radom prikazuje se koncepcija i razrada jednog takvog uređaja za umjeravanje.

2. Zahtjevi koje norma nalaže kod ispitivanja

Da bi se baždarni uređaj mogao proglasiti važećim odnosno da se njegovi rezultati mogu smatrati važećim, kod konstrukcije uređaja moraju se poštivati određene norme koje su propisane u internacionalnom standardu a nalaze se u Hrvatskom zavodu za norme HZN.

Smjernice važne za konstrukciju uređaja za baždarenje momentnih ključeva nalaze se u normi ISO 6789 odnosno ISO 1174 i odnose se na zahtjeve i postupke koji ako se ne poštuju mogu utjecati na rezultat mjerenja, a ujedno se daju primjeri mjerenja te način obrade dobivenih mjernih rezultata.

U danjem tekstu opisat ćemo neke dijelove tih normi koje utječu na konstrukcijsku izvedbu uređaja.

2.1. Podjela uređaja za pritezanje na određeni moment

Norme nalažu osnovnu podjelu na ključeve sa pokaznom skalom odnosno skalom za namještanje na određeni moment. U konstrukciji samoga ključa postoje razlike te je za konstrukciju baždarnog uređaja važno osigurati nesmetano mjerenje momenta.

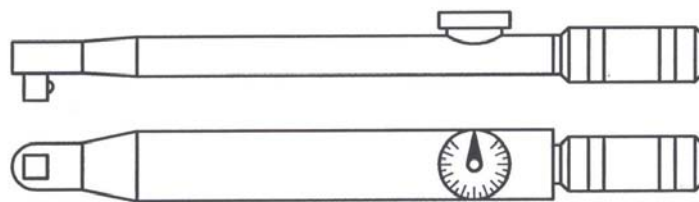
Podjela momentnih ključeva:

a) Pokazni momentni ključevi, Tip I

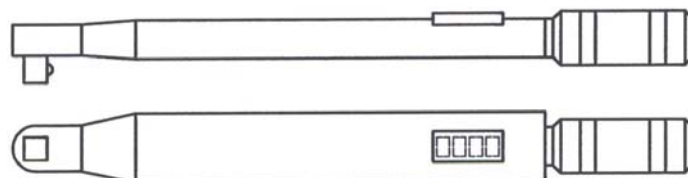
- Klasa A – ključ sa torzijskom i savojnom skalom
- Klasa B – ključ sa analognom kružnom skalom
- Klasa C – ključ sa digitalnim ispisom momenta
- Klasa D – odvijač sa cilindričnom mjernom skalom
- Klasa E – odvijač sa digitalnim ispisom momenta pritezanja

b) Podesivi na određeni moment, Tip II

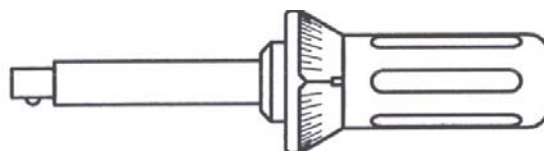
- Klasa A – ključ sa podesivom skalom ili displejom
- Klasa B – ključ sa fiksiranom korekcijom
- Klasa C – ključ sa ne garantiranim podesivim momentom
- Klasa D – odvijač sa podesivom skalom ili displejom
- Klasa E – odvijač sa ne garantiranim podesivim momentom
- Klasa F – odvijač podesiv sa ne garantiranim momentom
- Klasa G – ključ sa savojnom mjernom iglom, podesiv sa podjelom



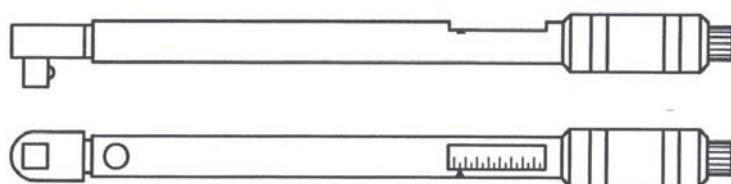
Slika 5. Klasa B, Tip I



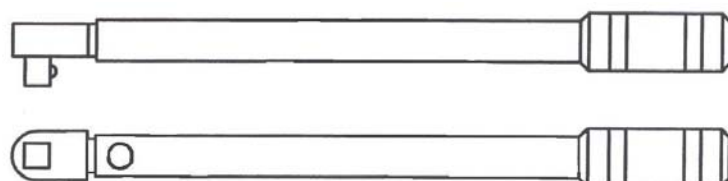
Slika 6. Klasa C, Tip I



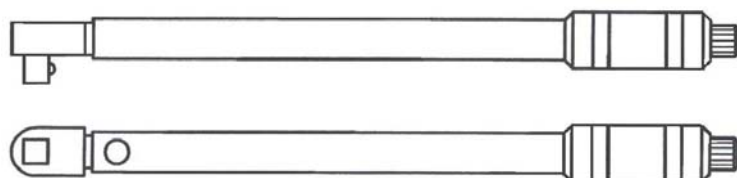
Slika 7. Klasa D, Tip I



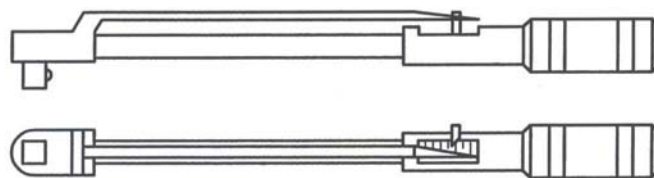
Slika 8. Klasa A, Tip II



Slika 9. Klasa B, Tip II



Slika 10. Klasa C, Tip II

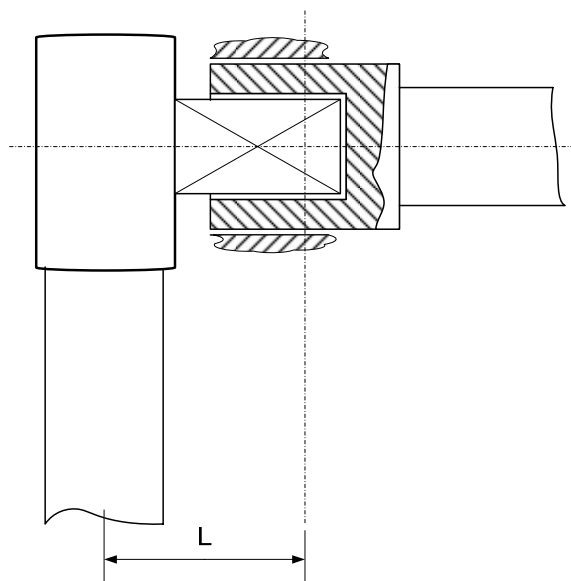
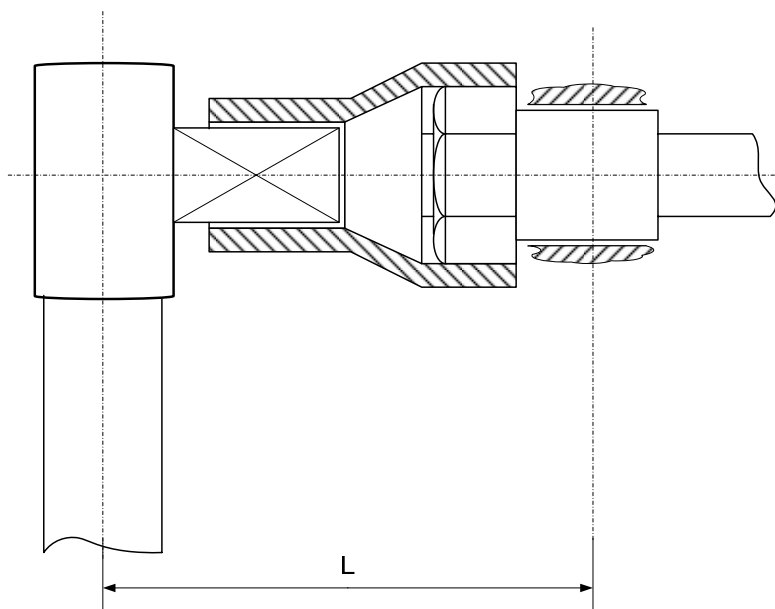
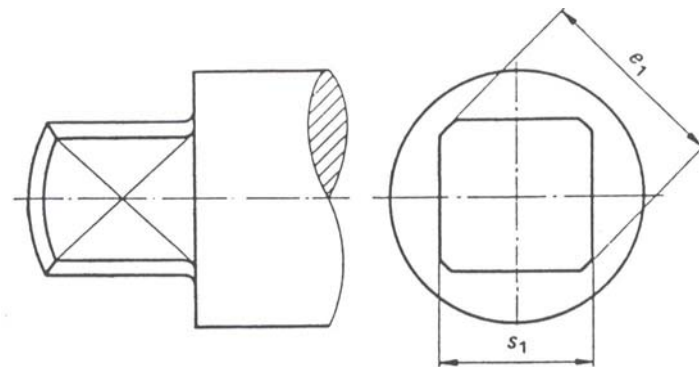
**Slika 11. Klasa G, Tip II**

Zbog veoma različite konstrukcije ključeva, te velikog mjernog područja od 10 do 5000 Nm bacit ćemo težište na ključeve koji su konstrukcijski slični za postavljanje na kućište stroja i ne zahtijevaju nikakve posebne dodatne elemente za instalaciju na ispitni uređaj.

- Tip I - pokazni momentni ključevi
 - Klasa B - ključ sa analognom kružnom skalom
 - Klasa C - ključ sa digitalnim ispisom momenta
- Tip II - podesivi na određeni moment
 - Klasa A - ključ sa podesivom skalom ili displejom
 - Klasa B - ključ sa fiksiranom korekcijom
 - Klasa C - ključ sa ne garantiranim podesivim momentom
 - Klasa G - ključ sa savojnom mjernom iglom, podesiv sa podjelom

2.2. Spojni elementi

Vežu između ključa i mjerne doze moguće je ostvariti na nekoliko načina. Jedan od načina spajanja je preko standardnog šesterobrida, drugi ujedno i bolji način je koristi standardni četverobrid koje preporuča norma ISO 1174 jer je lakše izbjeći pojavu savijanja uzrokovanu ručnom silom F_r na kraku L (slika. 12.). Ručna sila F_r uzrokuje savijanje na kraku L koji se povećava ako imamo šesterobridni prihvatač (slika 13.) na mjernoj dozi jer je potreban vezni element između ključa i mjerne doze. Cilj je anulirati savijanje uzrokovano udaljenošću L na što manju mjeru kako bi nam mjerenje torzijskog naprezanja preko tenzometarskih traka bilo što preciznije.

**Slika 12. Spoj četverobrida direktno****Slika 13. Spoj četverobrid na šesterobrid****Slika 14. Standardni četverobrid**

Primjena određene veličine četverobrida ovisi o nazivnoj veličini momentnog ključa, odnosno vrijednosti momenta koji taj ključ može osigurati. Kod konstrukcije mjerne doze potrebo je pronaći takovo rješenje koje će zadovoljit cijeli opseg prihvatnih nastavaka. U tabeli 1. dane su vrijednosti maksimalnih momenata prenosivih sa poprečnom širinom mjernog četverokuta.

Maksimalni torzioni moment Nm	Kvadratna dimenzija četverobrida mm
30	6.3
135	10
340	12.5
1000	20
2100	25
5000	40

Tabela 1. Prikaz veličine momenata u odnosu prema veličini četverobrida

2.3. Tolerancije očekivanih mjernih rezultata

Zahtjev testne metode u internacionalnom standardu ISO 6789 obuhvaća specifično mjerno područje od 20 % do 100% maksimalnog opterećenja momentne vrijednosti za odgovarajući mjerni uređaj. Uz uvjet da korak na mjernoj skali uređaja ne smije premašiti 5% maksimalne vrijednosti momenta. Dok tolerancijsko polje mjernih rezultata zavisi od tipa uređaja odnosno od klase momentnog ključa.

Nije isto koju klasu ispitujemo jer mjerna odstupanja nisu ista u svim klasama (tabela 2.), te zavise i o mjernom području momenta koje se dijeli na područje do 10 Nm i od 10 Nm naviše. Ako pogledamo vrijednosti u tablicama moguće je dati zaključak da neke vrste mjernih ključeva na većim momentima imaju manje dopušteno odstupanje u mjernim rezultatima. To možemo povezati sa činjenicom da je lakše podesiti mjerne opruge u većem području momenta to jest da linearna karakteristika opruge manje odstupa kod većih momenta.

Klasa	Maksimalna vrijednost torzijskog momenta	
	≤10 Nm	>10 Nm
A, D	±6%	
B, C, E	±6%	±4%

Tabela 2. Dopuštena rasipanja vrijednosti momenata za ključeve Tipa I

Klasa	Maksimalna vrijednost torzijskog momenta	
	≤10 Nm	>10 Nm
A, B	±6%	±4%
D, E, G	±6%	

Tabela 3. Dopuštena rasipanja vrijednosti momenata za ključeve Tipa II

U posebnim slučajevima (Tabela 4.) kod Tipa II u Klasi C - ključ sa ne garantiranim podesivim momentom i Klasi F- odvijač podesiv sa ne garantiranim momentom potrebno je uzeti aritmetičku sredinu mjerenja koja se moraju ponoviti 10 puta u procesu kalibracije. [3]

Klasa	Maksimalna vrijednost torzijskog momenta	
	$\leq 10 \text{ Nm}$	$> 10 \text{ Nm}$
C	$\pm 6\%$	$\pm 4\%$
F	$\pm 6\%$	

Tabela 4. Dopuštena rasipanja vrijednosti momenta za posebne ključeve Tipa II

2.4. Testna opterećenja

Prije početka mjerenja potrebno je ključ nekoliko puta okinuti, minimalno tri puta, s opterećenjem od 100 % do maksimalno 125 % maksimalnog momenta. U slučaju ispitivanja mjernih ključeva Tipa II, Klase B- ključ sa fiksnim okidanim momentom i Klase E-odvijač sa ne garantiranim podesivim momentom nije potrebno okidanje prije ispitivanja jer su ti ključevi predviđeni za ispitivanje samo na određenom momentu koji je i radni moment, odnosno u slučaju ne garantiranog momenta nemamo skale za namještanje momenta.

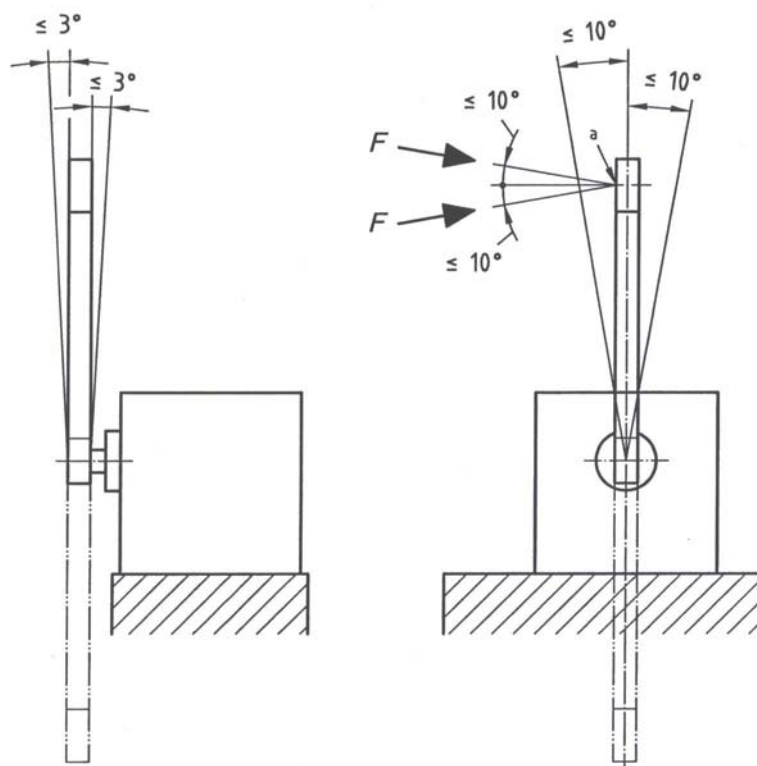
Intervali u kojima moramo ispitivati momentne ključeve, zavisi od učestalosti upotrebe samih momentnih ključeva. Ukoliko se uređaj koristi unutar 12 mjeseci, odnosno približno oko 5000 ciklusa, zavisno koji uvjet je prije ispunjen, momenti ključ mora biti baždaren.

2.5. Mjerni uređaj

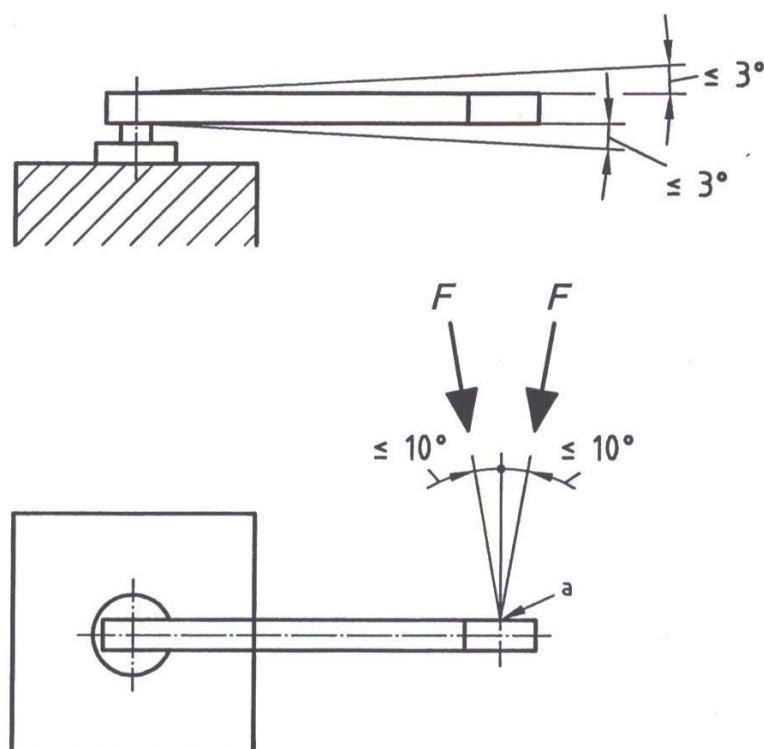
Mjerni uređaj za baždarenje momentnih ključeva mora osiguravati mjerne rezultate unutar $\pm 1\%$ nazivne vrijednosti. Da bi to bilo moguće ostvariti mjerni laboratorij mora osigurati kolebanje temperature okolnog zraka u granicama $\pm 1^\circ \text{C}$, sa radnom temperaturom prostora koja mora biti unutar 18°C do 28°C .

2.6. Smjernice važne za dobivanje ispravnih rezultata mjerenja

Za konstrukciju mjernog uređaja nije propisan položaj ispitnog ključa već su dana ograničenja (slika 15.). U slučaju vertikalno postavljenog ključa, da ručica ključa mora biti unutar $\pm 3^\circ$ od vertikalne ravnini, isto tako propisano je da sila koja djeluje na ručicu mora djelovati unutar $\pm 10^\circ$ od horizontalne ravnine. Ista stvar vrijedi i za konstrukciju u slučaju horizontalno postavljenje ručice momentnog ključa (slika 16.) sa obrnutim redoslijedom. Ručica mora biti u granicama $\pm 3^\circ$ u horizontalnoj ravnini, a sila koja djeluje na ručicu mora biti unutar $\pm 10^\circ$ u vertikalnoj ravnini u odnosu na os koja prolazi hvatištem sile.



Slika 15. Odstupanja od vertikalnog položaja ključa



Slika 16. Odstupanja od horizontalnog položaja ključa

2.7. Postupak mjerenja

Nakon probnog okidanja ključa na maksimalnom momentu nekoliko puta, možemo krenut na mjerenja. Da bi dobili odgovarajuću potvrdu ispravnosti moramo momentni ključ opteretiti na vrijednost 20 % od maksimalnog momenta te izvršiti mjerenje (okidanje ključa) 5 puta zaredom. Nakon toga slijedi isti postupak za vrijednost od 60 % maksimalnog momenta sa ponavljanjem mjerenja 5 puta te isto to vrijedi i za 100 % opterećenje. Dobiveni podaci moraju biti unutar zadanih granica predviđenih normom (Tabela 2, 3.) . Načini ispitivanja se razlikuju zavisno od tipa i klase ali vrijednosti ispitnih postotaka opterećenja se ne mijenjaju.

- Tip I, sve klase - ponavljanje mjerenja 5 puta za svaku točku opterećenja
- Tip II, Klasa A, D i G - ponavljanje mjerenja 5 puta za svaku točku opterećenja
- Tip II, Klasa B i E - ponavljanje mjerenja 5 puta za nominalnu vrijednost
- Tip II, Klasa C i F - ponavljanje mjerenja 10 puta

Računanje mjernog odstupanja

$$A_s(\%) = \frac{(x_a - x_r) \cdot 100}{x_r}$$

$A_s(\%)$ - mjereno odstupanje od zadanog torzionog momenta

x_a – aritmetička sredina vrijednosti dobivenih mjerenjem

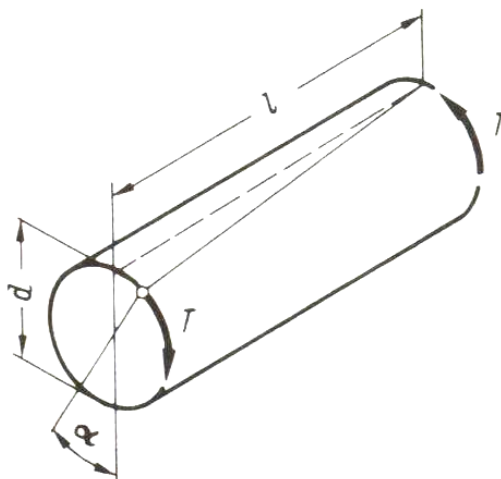
x_r - dobivena vrijednost pojedinog mjerenja određena mjernim uređajem

3. Dijelovi mjernog lanca

Mjerni lanac uređaja za baždarenje momentnih ključeva sastoji se od nekoliko cjelina (slika 18.) koje se će biti djelomično opisane sa ciljem dobivanja boljeg konstrukcijskog rješenja, te u cilju boljeg sagledavanja sveobuhvatnog problema konstrukcije uređaja.

Sam proces počinje postavljanjem momentnog ključa u mjerni uređaj koji mehaničkim putem ostvaruje silu na ručicu momentnog ključa ta stvara potreban moment za okidanje momentnog ključa. U zadatku je zadano da pogon odnosno izvor zakretnog momenta mora biti elektromotor u kombinaciji sa ručnim pogonom.

Moment koji stvara momentni ključ svojim zakretanjem uslijed djelovanja elektromotora odnosno ručnog pogona prenosi se na mjernu dozu koja ima ulogu opružnog elementa i kojoj se javljaju kutne deformacije (slika 17.). Ako poznajemo kutnu deformaciju mjerne doze lako možemo dobiti moment koji je izazvao te deformacije. Dobivena deformacija služi kao usporedna veličina u odnosu na referentni moment prethodno podešen na momentnom ključu.



Slika 17. Uvijanje torzionog štapa

$$\alpha = \frac{1}{G} \cdot \frac{T \cdot l}{I_t} \quad [\text{rad}]$$

α – kutna deformacija, rad

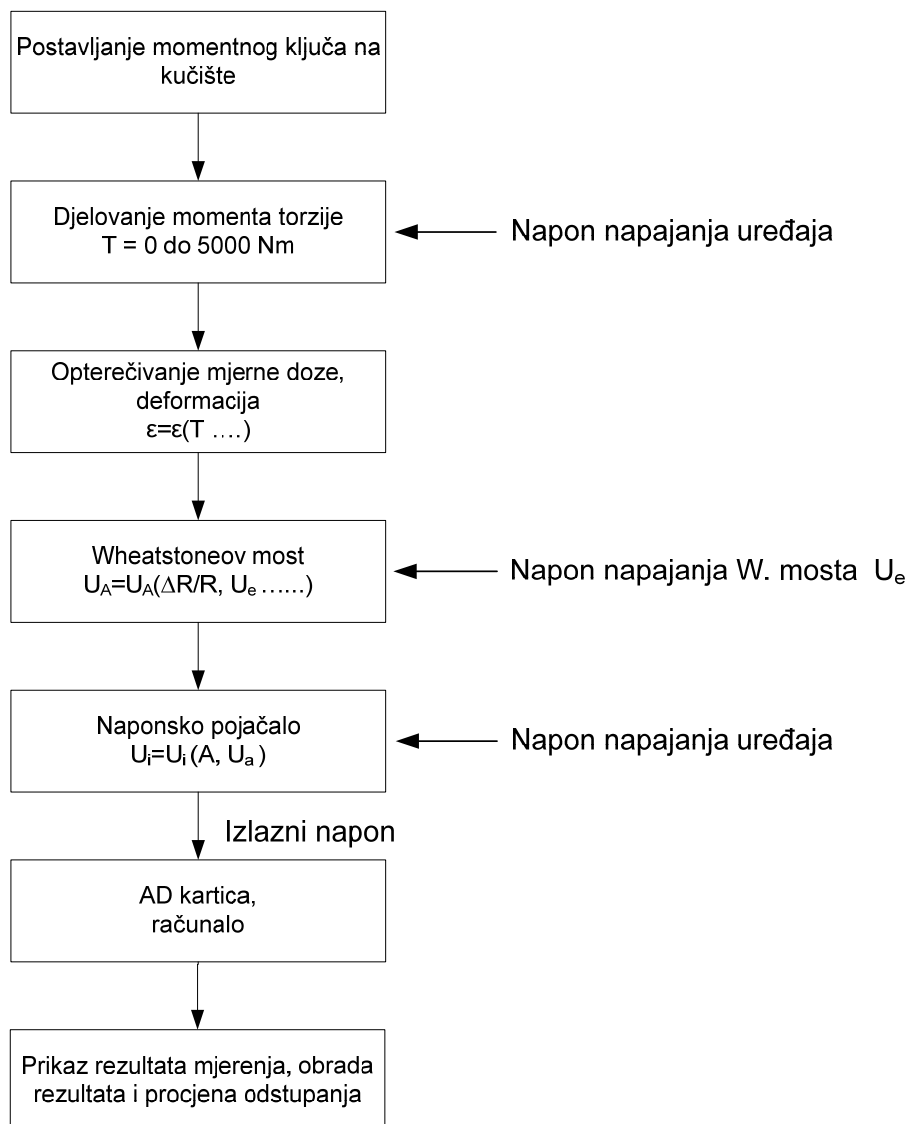
G – modul klizanja materijala, $\approx 80\,000 \text{ N/mm}^2$ [2]

T – torzijski moment, Nmm

I_t – moment inercije protiv zakretanja, $\approx 0.2d^4$, mm^4 [1]

Veoma je teško točno odrediti tako male kutne deformacije. Ne postoji ni jedna direktna dovoljno točna metoda, ali je moguće problem riješiti primjenom tenzometarskih traka u punom Wheatstoneovom mostu. Tenzometarske trake se lijepe na mjernu dozu te se kod zakreta na njih prenosi kutna deformacija koja izaziva promjenu duljine trake koja promjeni presjek a time i napon u Wheatstoneovom mostu.

To nam daje zaključiti da će biti potrebno odrađeno pojačalo jer će deformacije biti veoma male a time i mala promjena napona u tenzometarskim trakama koje će davati stabilan traženi napon u određenom intervalu. Pojačalo mora biti u vezi preko AD kartice sa računalom kojim očitavamo raspodjelu momenta u vremenu tijekom faze ispitivanja u računalnom programu Catman.



Slika 18. Funkcijska shema mjernog lanca

3.1. Mjerne doze

Jedan od važnih faktora, što za konstrukciju mjernog uređaja što samih rezultata mjerenja je oblik i ispravnost mjerne doze. Mjerna doza daje vezu između mehaničkog opterećenja, koje postizemo opterećenjem momentnog ključa i tenzometarskih traka preko kojih očitavamo vrijednosti naprezanja. Sama mjerna doza nije ništa drugo već torziona opruga, koja u trenutku opterećenja ostvaruje određenu kutnu deformaciju koja izaziva promjenu napona u tenzometarskim trakama a nakon rasterećenja vraća se u početno

stanje. To daje zaključiti da mjerna doza mora biti tako konstruirana da bude uvijek u elastičnom području tijekom eksploatacije, a ujedno poželjno je imati što veće deformacije sa ciljem što točnijeg očitavanja nastalih deformacija preko tenzometarskih traka. Poželjno je naći najbolji kompromis između ta dva kontradiktorna pojma.

Mjerna doza ne smije biti predimenzionirana jer onda ostvaruje male kutne deformacije koje je teško registrirati preko tenzometarskih traka, dok sa stajališta čvrstoće mora stalno biti u elastičnom području jer postoji opasnost od plastičnih deformacija koje bi davale neupotrebljive vrijednosti naprezanja i opasnost od tečenja materijala i loma.

Zadani opseg momenata je vrlo velik i pokriva područje od 0 do 5000 Nm što daje naslutiti probleme oko dimenzioniranja mjerne doze. Promjer mjerne doze koji bi dao dovoljno veliku kutnu deformaciju a da pritom ne dolazi do plastičnih deformacija materijala kod vrijednosti momenta od 5000 Nm bio bi više nago prevelik za momente u području od 0 do 100 Nm jer bi u tome slučaju deformacije bile veoma male. Samim time potrebne su nam veoma osjetljive tenzometarske trake koje bi dale dovoljno dobre rezultate za tako malo mjerno područje. Jedno od rješenja koje se primjenjuje je spajanje tenzometara u Wheatstonov puni most koji će biti opisan u poglavljima koji slijede (poglavlje 3.3) a ima pozitivan učinak na eliminaciju utjecaja temperature pa je i sa toga stajališta veoma interesantan. Dok podjela mjernog područja na više mjernih doza u područjima koja se prekrivaju, može imati veliki utjecaj na konstrukciju uređaja koji izaziva torzioni moment u smislu povećanja dimenzija odnosno smještaja mjernih doza.. Primjerice logično bi bilo da se područje od 5000 Nm podjeli na barem tri mjerna područja, a poželjno je i više.

Podjela mjernog područja ovisi i o veličini priključnog četverobrida (tabela 1.), ako imamo veliko područje bit će potrebno koristiti elemente koji će reducirati dimenziju četverobrida na prikladnu mjeru četverobrida ključa kojeg ispitujemo.

Orijentacijska podjela momenta:

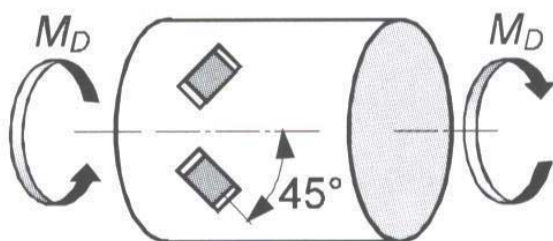
1. Područje od 0 do 60 Nm – za najmanje ključeve, okidanje rukom, 6.3-veličina četverobrida
2. Područje od 40 do 350 Nm – prosječna veličina ključeva, okidanje rukom odnosno mehanički, veličine standardnih četverobrida u tom području, 10, 12.5
3. Područje od 300 do 1300 Nm – srednja veličina ključeva, okidanje rukom po potrebi mehanički, veličine standardnih četverobrida u tom području, 12.5, 20
4. Područje od 1000 do 5100 Nm – najveći ključevi, mehaničko okidanje, veličine standardnih četverobrida u tom području, 20, 25, 40

Rješenje sa podjelom mjernog područja na više mjernih doza sa manjim područjem ima i neke prednosti u pogledu brze izmjenjivosti, tj. nije potrebno mijenjati standardni četverobrid već se može odmah ispitivati na prikladnoj mjernoj dozi.

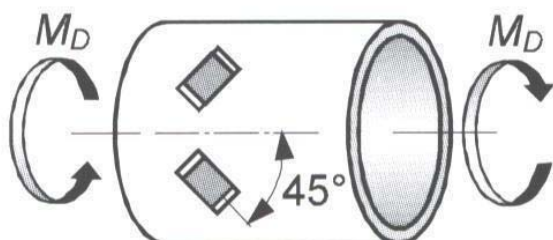
3.1.1. Konstrukcija mjerne doze

Sama konstrukcija mjerne doze može se konceptijski veoma razlikovati ali rezultat mora biti isti. Važno je osigurati linearnu karakteristiku mjerne doze kako bi se moglo ostvariti mjerenje deformacija. Mjerne doze se mogu upotrebljavati za dinamička opterećenja ali se tada konstrukcija razlikuje od mjernih doza za statička opterećenja. Kod konstrukcija koje moraju osiguravati velike deformacije za male vrijednosti torzionog momenta često se koriste

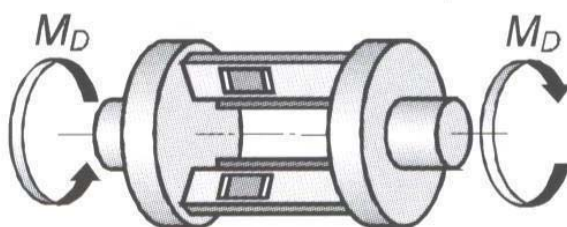
mjerne doze koje su tako konstrukcijski oblikovane da djelovanjem torzionog momenta dolazi do savijanja doze (slika 19.) a ne uvijanja kao u drugim slučajevima. U takvim slučajevima potrebno je koristiti i drugačije tenzometarske trake. U slučaju savijanja deformacije su veće za manje momente pa su mjerenja točnija. Ostale konstrukcije mogu biti punog ili kvadratnog presjeka odnosno cjevastog poprečnog presjeka sa ciljem oslabljivanja punog presjeka uz zadržavanje vanjskih dimenzija koje su važne za lijepljenje tenzometarskih traka.



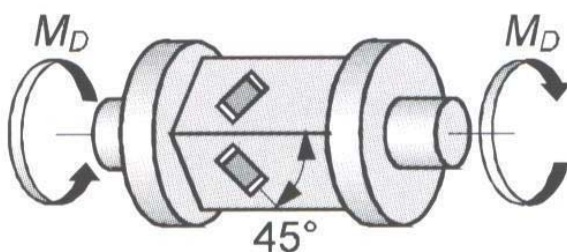
Mjerna doza sa punim poprečnim presjekom



Mjerna doza sa cjevastim poprečnim presjekom



Kavezna mjerna doza



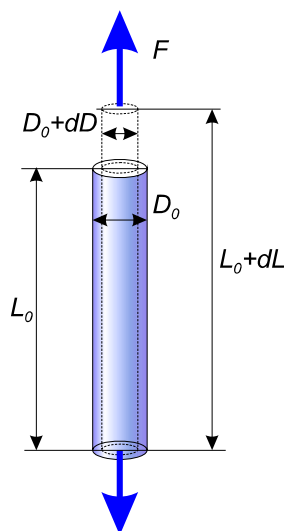
Mjerna doza kvadratnog poprečnog presjeka

Slika 19. Konceptijske razlike u konstrukciji mjernih doza

3.2. Tenzometri

Naprezanje i deformacija ne mogu se direktno mjeriti već je potrebno mjeriti neke druge veličine koje su zavisne od naprezanja odnosno deformacije, pa preko njih možemo dobiti informacije o deformaciji odnosno naprezanju. Elektrootpornički tenzometri rade na tom principu, kojeg je prvi objasnio Lord Kelvin u svojim pokusima 1956, tada on je dokazao sljedeće:

1. Otpor vodiča mijenja se u ovisnosti o deformaciji
2. Vodiči napravljeni iz različitih materijala pokazuju različite odnose između deformacije i promjene otpora
3. promjene otpora vodiča koje nastaju zbog deformacije su male, ali se mogu točno izmjeriti pomoću Wheatstoneova mosta



Slika 20. Deformacija ravnog vodiča pod djelovanjem opterećenja

Ukoliko je vodič prisno pričvršćen za element konstrukcije koji se deformira pod djelovanjem opterećenja na taj način da se jednako deformiraju konstrukcija i vodič, tada će promjene otpora vodiča odgovarati deformaciji konstrukcije.

Gdje je deformacija jednaka :

$$\varepsilon_a = \frac{\Delta L}{L_o}$$

$$\varepsilon_p = \frac{dD}{D_o} = -\nu \varepsilon_a$$

ε_a – uzdužna deformacija, mm

ε_p – poprečna deformacija, mm

ν – Poissonov koeficijent, za izotropne materijale $0 \leq \nu \leq 0.5$

Otpor vodiča je : $R = \rho \frac{L_o}{A}$

ρ – specifični otpor

A – poprečni presjek vodiča, mm²

Omjer poznat je kao faktor tenzometra ili osjetljivost mjerne trake je:

$$k = 1 + 2\nu + c_b(1 - 2\nu)$$

Osjetljivosti mjerne trake različiti su za svaki tenzometar i dan je od strane proizvođača. Mjerenja pokazuju (tabela 5.) da se faktor tenzometra kod nekih metala znatno razlikuje. Očito je da osim utjecaja poprečne kontrakcije vodiča koja je izražena Poissonovim brojem postoji i značajni utjecaj promjene specifičnog otpora zbog deformacije tenzometra.

Konačno možemo pisati:

$$\frac{dR}{R} = k \varepsilon$$

ε – deformacija, mm

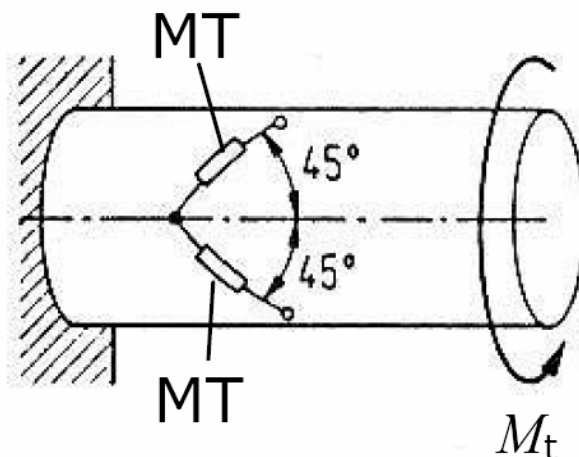
k – osjetljivost mjerne trake

R – otpor vodiča, Ω

Materijal tenzometra	Sastav	Faktor tenzometra	Otpor	Koeficijent promjene otpora s temperaturom	Maksimalna radna temperatura
			$\mu\Omega$ cm	ppm/ $^{\circ}\text{C}$	
Nichrome V	80%Ni, 20%Cr	2.0	108	400	1100
Constantan, Copel, Advance	45%Ni, 55%Cu	2.0	49	11	480
Isoelastic	36%Ni, 8%Cr, 0.5%Mo, Fe ostatak	3.5	112	470	...
Karma	74%Ni, 20%Cr, 3%Al, 3%Fe	2.4	130	18	815
Manganin	4%Ni, 12%Mn, 84%Cu	0.47	48	11	...
Platina-Iridij	95%Pt, 5%Ir	5.1	24	1250	1100
Monel	67%Ni, 33%Cu	1.9	42	2000	...
Nikal	Ni	-12.0	7.8	6000	...
Platina	Pt	4.8	10	3000	...

Tabela 5. Karakteristike materijala tenzometara

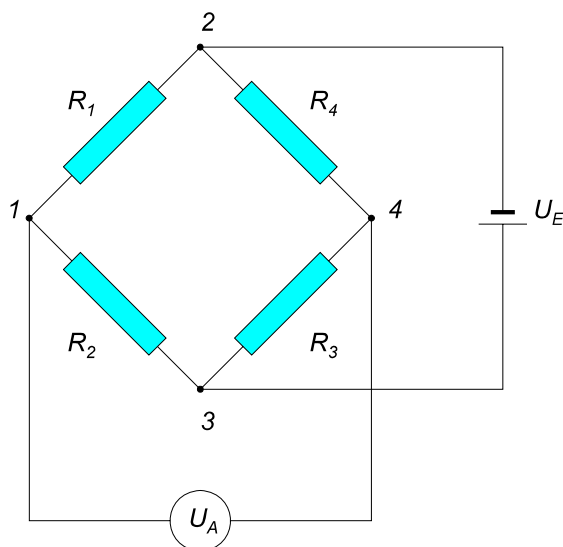
Da bi mogli elektrootpornim tenzometrima izmjeriti naprezanja koja se javljaju na mjernim dozama moramo postaviti tenzometarske trake u smjeru glavnih osi naprezanja (slika 21.). Pri smještaju tenzometara treba voditi računa o tome da deformacije koje se mjere moraju biti posljedica čistog uvijanja. Što znači da tenzometar mora biti dovoljno udaljen od mjesta djelovanja opterećenja, oslonaca i prijelaznih radijusa, te je potrebno pojavu deformacija uzrokovanih savijanja svakako izbjeći.



Slika 21. Smjer postavljanja mjernih tenzometara(MT)

3.3. Wheatstoneov most

Wheatstoneov most je spoj tenzometara u električni krug, koji se najčešće koristi za mjerenje promjene otpora do koje dolazi kada se tenzometar koji je uključen kao jedan ili više otpornika u mostu deformira. Sa ciljem pojednostavljenja pretpostavit ćemo da je Wheatstoneov most pod konstantnim naponom(slika 22.) između priključaka 2 i 3 bez obzira na struju kroz most.



Slika 22. Wheatstoneov most

Mi ćemo koristiti Wheatstoneov most za računanje statičkih mjerenja a isto tako dobro se mogu računati i dinamička mjerenja. Kod statičkih mjerenja koristi se metoda uravnoteženja mosta. Promjena otpora R_1 mjeri se tako da se mijenja otpor otpornika R_3 kako bi se destabilizirani most uveo u uravnoteženo stanje kod kojeg je pad napona na mjernoj dijagonali, tj. između točaka 1 i 4 jednak nuli.

Kod mjerenja metodom uravnoteživanja mosta polazi se od uravnoteženog mosta. Pod uravnoteženim mostom podrazumijevamo most kod kojeg je pad napona na mjernoj dijagonali, dakle između točaka 1 i 4 jednak nuli ($U_A=0$). Da bi se postiglo takvo stanje mora biti ispunjen uvjet:

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{R_4}{R_3}$$

Nakon što se otpor otpornika R_1 promijeni most više ne će biti u ravnoteži:

$$\frac{R_1 + \Delta R_1}{R_2} \neq \frac{R_4}{R_3}$$

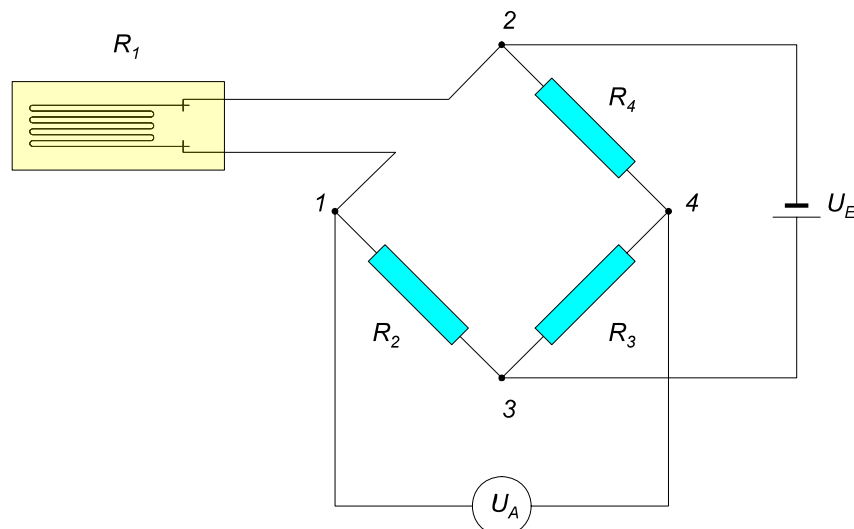
Da bismo opet doveli most u ravnotežno stanje potrebno je promijeniti otpor jednom od otpornika, npr. otpornika R_4 dodajući mu poznati otpor (ovaj otpor najčešće očitavamo na skali zakretnog otpornika). Nakon dovođenja mosta u ravnotežno stanje bit će:

$$\frac{R_1 + \Delta R_1}{R_2} = \frac{R_4 + \Delta R_m}{R_3}$$

Odnosno

$$\Delta R_1 = \frac{R_2}{R_3} (R_4 + \Delta R_m) - R_1$$

Često vrijedi $R_1 = R_2 = R_3 = R_4$ pa je $\Delta R_1 = \Delta R_m$



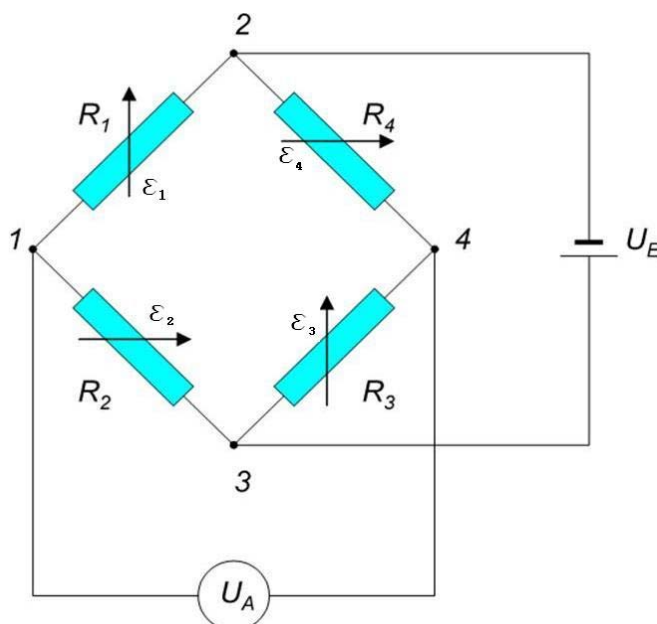
Slika 23. Wheatstoneov most u kojem je jedan otpornik zamijenjen tenzometrom

Ukoliko je promjena otpora nastala uslijed deformacije tenzometra koji je postavljen umjesto otpornika R_1 bit će, zbog poznate veze između deformacije i promjene otpora:

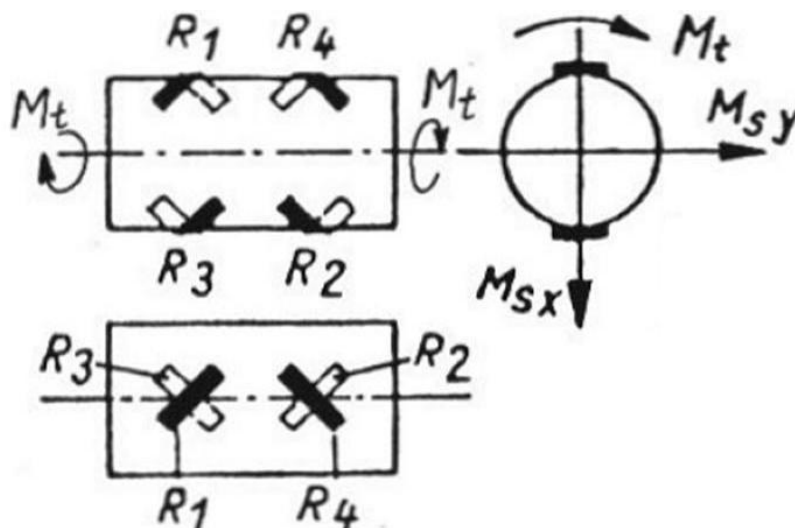
$$\varepsilon = \frac{1}{k} \frac{\Delta R_1}{R_1}$$

Ako zamijenimo sve otpornike sa tenzometrima dobit ćemo puni Wheatstoneov most, takva konfiguracija mosta omogućava vrlo precizno mjerenje deformacija jer i najmanja promjena otpora u jednoj od grana rezultira neravnotežom, što daje za posljedicu napon U_A na mjernoj dijagonali 1-4.

Sve četiri grane mosta imaju mjerne trake (slika 24.) koje se lijepe na mjernom objektu tako da dvije i dvije grane imaju jednake deformacije ali su suprotnog predznaka. Takvim punim mostom eliminiran je utjecaj temperature a ujedno puni Wheatstoneov most daje najveći mogući odnos na mjernoj dijagonali mosta U_A i napona napajanja mosta U_E , što smanjuje potrebno pojačanje.



Slika 24. Puni Wheatstoneov most



Slika 25. Način postavljanja mjernih traka za torziona opterećenja

Ako se vrijednosti otpora $R_1 \dots R_4$ promjene za ΔR ravnoteža između točaka 1 i 4 se poremeti javlja se potencijal, odnosno izlazni napon U_A koji je proporcionalan s promjenom, mjerne veličine na osjetilu.

Omjer ulaznog i izlaznog napona jest :

$$\frac{U_A}{U_e} \approx \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right)$$

Ako preoblikujemo i uvrstimo ranije dobivenu vrijednost:

$$\varepsilon = \frac{1}{k} \frac{\Delta R_1}{R_1}$$

Dobiva se:

$$\frac{U_A}{U_E} \approx \frac{k}{4} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4)$$

Konačan izraz koji daje linearnu ovisnost između napona na mjernoj dijagonali mosta i opterećenja momentom torzije glasi:

$$U_A = U_e \cdot k \cdot \varepsilon \quad [\text{V}]$$

$$T = 2 \cdot \varepsilon \cdot G \cdot W_p \quad [\text{Nm}]$$

3.4. Mjerno Pojačalo

Nakon propisnog spajanja tenzometarskih traka na mjernu dozu te spajanja u puni Wheatstoneov most potrebno je sve zajedno spojiti sa pojačalom. Uloga pojačala je da prima informaciju o promjeni napona nastaloj uslijed deformacije mjerne doze. Wheatstoneov

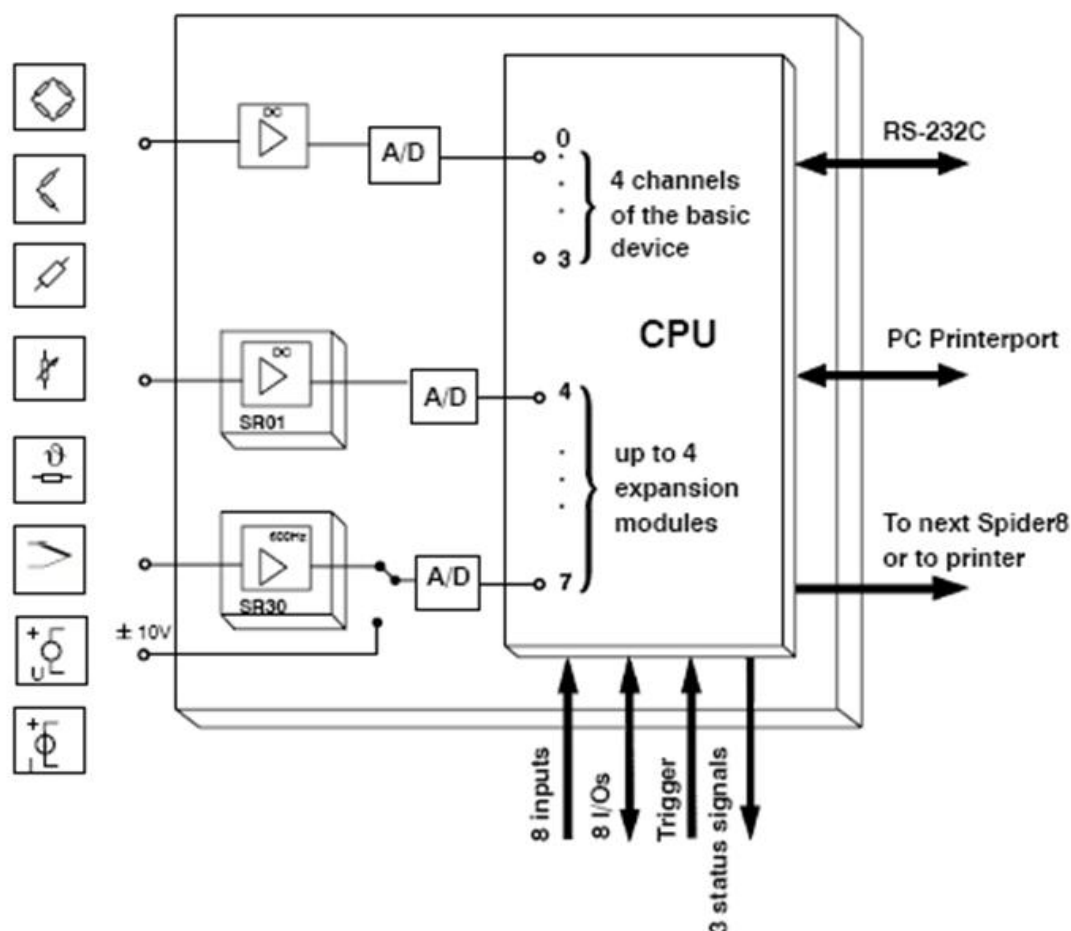
most spojimo na istosmjerni radni napon pojačala U_E koji daje ravnotežu u Wheatstoneov mostu. U rasterećenom stanju mjerne doze neće se javiti nikakav napon između čvorova 1 i 4 (slika 24.). Pojavom momenta na mjernoj dozi javlja se neravnoteža i dolazi do pojave napona U_A koji je potrebno dovesti u pojačalo pomoću vodiča te ga pojačati na onu vrijednost koja će omogućiti linearnu karakteristiku između momenta i izlaznog napona. Mora vrijediti izraz

$1\text{mV} = 1\text{ Nmm}$. Spajanjem u puni Wheatstoneov most eliminira se utjecaj temperature na izlazni napon te je utjecaj savijanja sveden na najmanju moguću mjeru. Utjecaj duljine vodiča ostvaruje određeni pad napona ali obzirom na vrlo mali utjecaj (duljina kabela), tj. pad napona, zanemariti će se taj utjecaj uzimajući u obzir planirano pojačalo firme HBM koje je u klase točnosti 0.1 koje će davati klasu točnosti rezultata do 1%.

Naponsko pojačalo Spider 8 firme HBM koje imamo na raspolaganju (Slika 26.) izlaznog je napona $\pm 10\text{ mV}$, sa softverskim podešavanjem na nulu u rasterećenom stanju. Pojačalo ima četiri kanala sa integriranim A/D konverterima te vezu sa računalom preko USB kabela što ga čini vrlo praktičnim za upotrebu.



Slika 26. Mjerno pojačalo Spider 8 proizvođača HBM

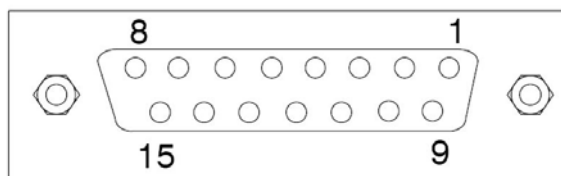


Slika 27. Dijagramska shema komponenata pojačala Spider 8

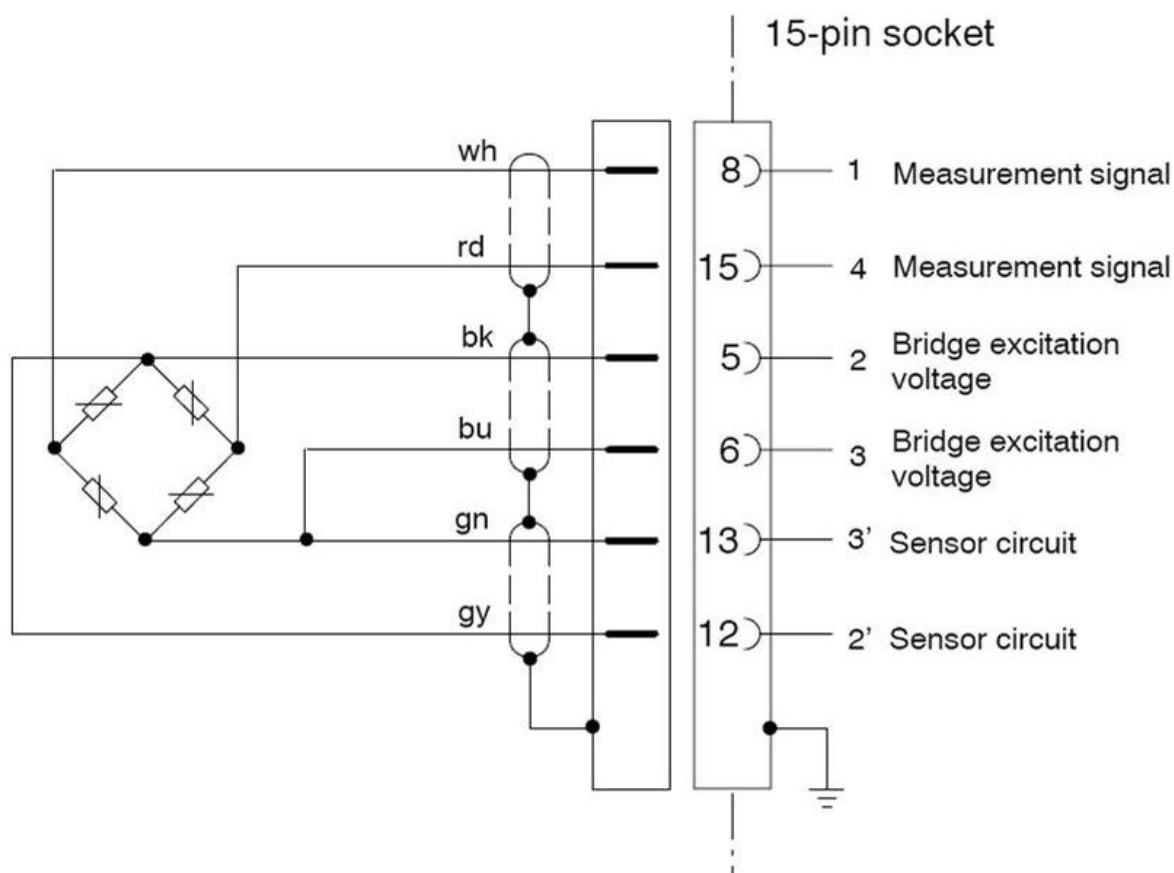
3.5. Sheme spajanja

Da bi bilo moguće ostvariti vezu između žice koja je prethodno spojena na tenzometarske trake i pojačalo potrebno je spojiti žice točno na određeno mjesto u konektorima koji spajaju žicu sa pojačalom.

Konektori koji nama trebaju su 15- pinski utikači (slika 28.) koji se spajaju zavisno o vrsti mosta po određenoj shemi. Nije isti način spajanja na konektore kod punog Wheatstoneovog mosta i kod polu mosta odnosno kod $\frac{3}{4}$ mosta te je potrebno obratiti pažnju na ulaz žica za svaki spoj.



Slika 28. 15 pinski konektor



Slika 29. Shema spajanja konektora za puni Wheatstoneov most

3.5.1. Konstrukcijski zahtjevi i izbor materijala mjerne doze

Listom zahtjeva moramo obuhvatiti sve zahtjeve i želje koje je potrebno zadovoljiti, a tiču se funkcionalnosti mjerne doze u sklopu mjernog uređaja.

Zahtjevi važni za konstrukciju mjerne doze:

- Mjerna doza mora biti tako dimenzionirana da ima dovoljnu čvrstoću, odnosno trajnu dinamičku čvrstoću
- Potrebno je oblikovati i osloniti mjernu dozu tako da se izbjegnu deformacije mjerne doze uslijed savijanja, vlaka ili tlaka te temperaturnih naprezanja koja bi utjecalo na točnost mjerenja
- Sa ciljem povećanja otpora tenzometra potrebno je osigurati što veće deformacije, tj. elastičnost štapa.
- Mjerna doza mora osigurati prihvat momentnih ključeva preko standardnog četverobrida za zadani raspon momenata, o slučaju više različitih standardnih priključaka osigurati kompenzacijski element
- Osigurati što jednostavniji način uležištenja na mjerni uređaj
- Dovoljno velika površina za nesmetano lijepljenje tenzometarskih traka

Da bi mjerna doza mogla zadovoljiti iznesene zahtjeve potrebno je izabrati materijal koji će biti prihvatljiv sa ekonomskog stajališta a ujedno i zadovoljiti zahtjeve konstrukcije u pogledu elastičnosti i čvrstoće.

Izabran je materijal Č 4732 :

Naprezanja tečenja

$$R_{p0.2} = 775 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad [1]$$

Vlačna čvrstoća za Č 4730

$$R_m = 1075 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad [1]$$

Mjerna doza koju ćemo proračunavat služiti će za mjerenja u području do $T = 2700 \text{ Nm}$

3.5.2. Orijentacioni promjer mjerne doze

Orijentacioni promjer pune mjerne doze računat ćemo na temelju maksimalnog ispitnog momenta torzije kojemu je mjerna doza izložena kroz cijeli životni vijek uz pretpostavku o dopuštenom naprezanju za odabrani materijal štapa.

$$\tau_t = \frac{T_{\max}}{W_p} = \frac{T_{\max}}{\frac{\pi}{16} \cdot d^3} \leq R_{p0.2}$$

Mjerni moment $T_{\max} = 2700 \text{ Nm}$

Orijentacioni najmanji promjer

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{\max}}{\pi \cdot R_{p0.2}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2700000}{\pi \cdot 775}} \geq 26.08 \text{ mm}$$

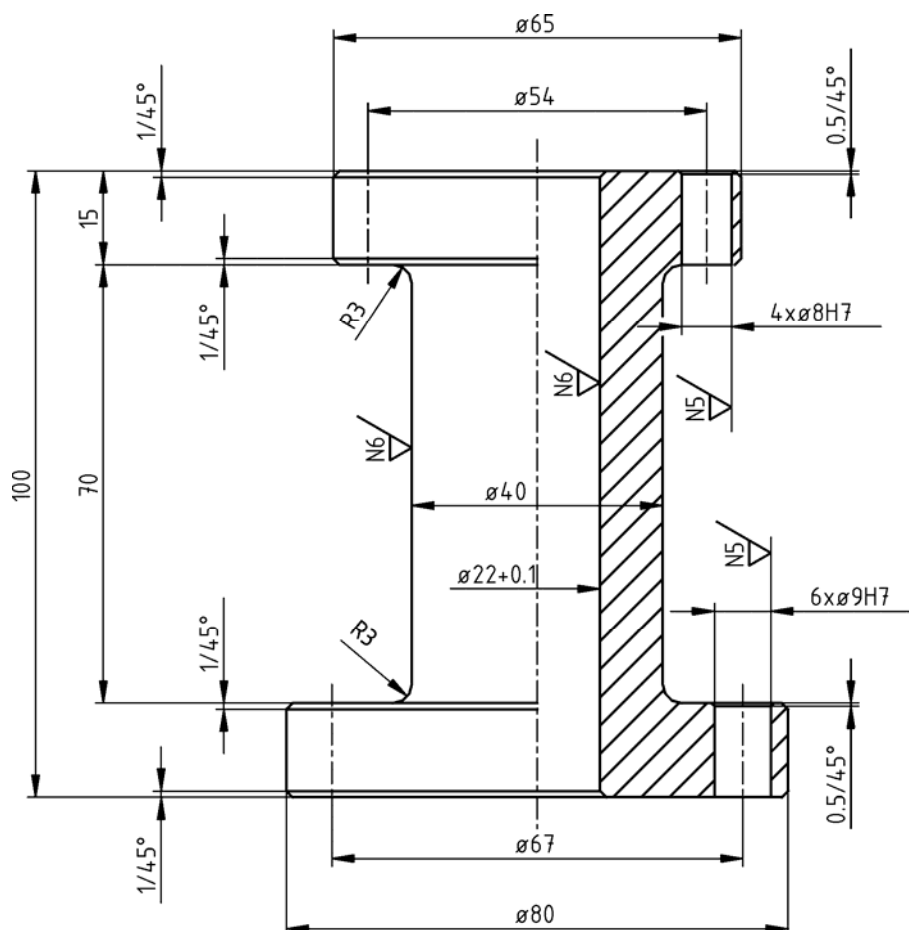
Sa ciljem povećanja površine uzima se da poprečni presjek ne bude puni, već oslabljen provrtom. Time ćemo dobiti dovoljno veliku površinu za lijepljenje mjerne trake a ujedno provrtom smo oslabili sam presjek i time uspjeli osigurati veću kutnu deformaciju. Potrebno je obratiti pažnju da previše ne oslabimo poprečni presjek i time dovedemo mjernu dozu do granice vlačne čvrstoće. Što bi imalo za posljedice netočnost rezultata a ponekad i loma same mjerne doze uslijed puzanja materijala.

Ako je kritični promjer mjerne doze $d \geq 26.08 \text{ mm}$ onda je kritična noseća površina :

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{26.08^2 \cdot \pi}{4} = 534.2 \text{ mm}^2 \text{ - za kružni poprečni presjek}$$

3.5.3. Torziona mjerna doza

Sa ciljem povećanja opsega vanjske dimenzije torzione mjerne doze odabrane su sljedeće dimenzije:



Slika 30. Dimenzije mjere doze do 2700 Nm

3.5.4. Spektar opterećenja

Mjerna doza će biti korištena za baždarenje manje od 100 moment ključeva godišnje. Samo dio ključeva biti će najvećeg nazivnog opterećenja mjerne doze, a i kod njih se mjeri pet puta pri najvišem opterećenju. Broj ciklusa potrebnih za baždarenje jednog ključa je oko 30. Pretpostavimo radni vijek naprave od 10 godina.

k=100 moment ključeva godišnje

c= 30 ciklusa po moment ključa

t = 10 godina

$$N = k \cdot c \cdot t = 100 \cdot 30 \cdot 10 = 30000 = 3 \cdot 10^4 \ll 10^7$$

Opterećivanje je torzijsko i savojno. Krak savijanja je mali i savojno naprezanje je u odnosu na torzijsko naprezanje malo pa ga možemo i zanemariti. Malobrojna vršna opterećenja koja će se javiti u toku eksploatacije su zanemariva u udjelu opterećenja, pa prema tome možemo računati statički opterećenu dozu.

3.5.5. Čvrstoća mjerne doze

Mjerni moment $T = 2700 \text{ Nm}$

Vanjski promjer doze $D = 40 \text{ mm}$

Unutarnji promjer doze $d = 22 \text{ mm}$

Torzijsko naprezanje mjerne doze

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{T}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{2700}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{40^4 - 22^4}{40}} = 237 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Savojno naprezanje mjerne doze

Zbog konstrukcije moment ključa (duljina kraka) pretpostavljamo da ključem rukuje jedan čovjek koji može ostvariti silu potezanja od najviše 1250 N.

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{M}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{125 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{40^4 - 22^4}{40}} = 22 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Reducirano naprezanje prema HMM teoriji

$$\sigma_{\text{ekv}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2} = \sqrt{237^2 + 22^2 - 237 \cdot 22} = 227 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Naprezanje tečenja za Č 4732

$$R_{p0,2} = 775 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad [1]$$

Vlačna čvrstoća za Č 4730

$$R_m = 1075 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad [1]$$

Faktor udara

-statičko opterećenje

$$\varphi = 1 \quad [12]$$

Faktor veličine strojnog dijela

$$d = 40 \text{ mm}$$

$$b_1 = 0,85 \quad [12]$$

Faktor kvalitete površinske obrade

$$N6 \Rightarrow R_{\text{amax}} = 0,8 \mu\text{m}$$

$$b_2 = 0,9 \quad [12]$$

Faktor zareznog djelovanja

$$\frac{\rho}{d} = \frac{3}{40} = 0,075$$

$$\frac{D}{d} = \frac{65}{40} = 1,625 > 1,4$$

$$\beta_{\text{kt}} = \beta_{\text{kt},1,4} = 1,4$$

Sigurnost naprave od plastične deformacije

$$S = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \tau_{\text{dop}}}{\varphi \cdot \beta_{\text{kt}} \cdot \tau_{\text{red}}} = \frac{0,85 \cdot 0,9 \cdot 775}{1 \cdot 1,4 \cdot 227} = 1,87$$

Deformacija elastičnog elementa

Za torzijski štap presjeka kružnog vijenca su pravci glavnih osi (naprezanja, deformacije) pod kutom od 45° u odnosu na uzdužnu os štapa.

$$\tau = \frac{\varepsilon_{45^\circ} \cdot E}{1 + \mu}$$

$$\varepsilon_{45^\circ} = \frac{\tau}{E} \cdot (1 + \mu)$$

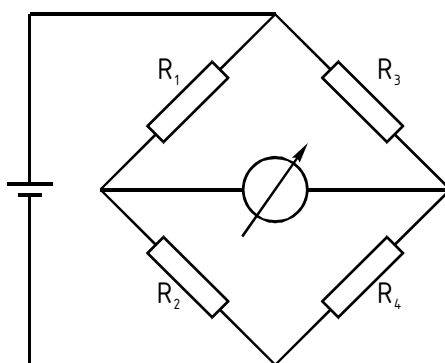
$$\varepsilon_{45^\circ} = \frac{237}{210000} \cdot 1,3 = 1,467 \cdot 10^{-3}$$

3.5.6. Mjerne trake, mjerna metoda

Sa ciljem provjeravanja prikazat ćemo način provjeravanja momentnog ključa.

Odabran je puni most zato što može eliminirati utjecaj savojnih naprezanja i nema utjecaja temperaturnih promjena.

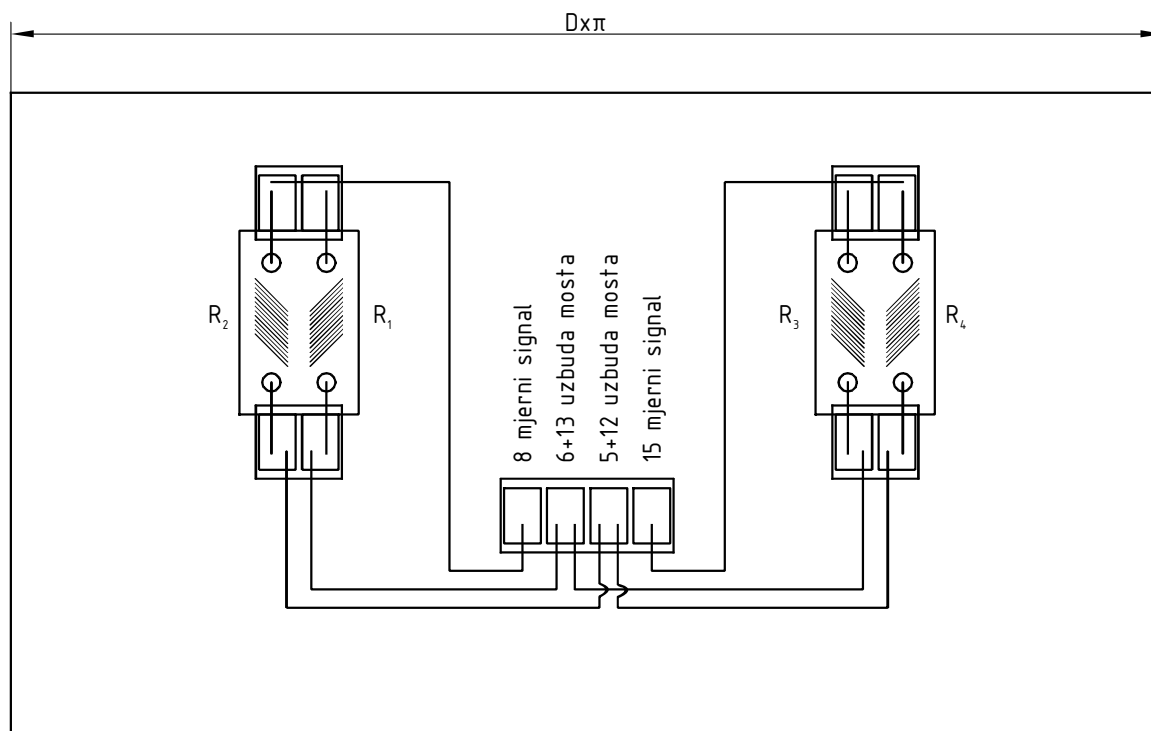
- Mjerno pojačalo: HBM, Spider 8
- klasa točnosti: 0,1
- Mjerne trake: HBM, 1-XK11E 6/350
- otpor traka: $350 \Omega \pm 0,35 \%$
- faktor traka $k = 2,06 \pm 0,7 \%$



Slika 31. Spojna shema Wheatstonovog mosta

R_1 i R_2 odnosno R_3 i R_4 su u istom području savojnih naprezanja, pa se utjecaj savijanja može zanemariti. Idealno bi bilo kada bi mjerna mreža bila preklopljena.

Sve trake su na temperaturi okoline koja se ne mijenja tijekom mjerenja, a i da postoji takva promjena ne bi utjecala na ravnotežu mosta.



Slika 32. Shema spajanja mjernih traka na razvijenom plaštu mjerne doze

3.5.7. Umjeravanje

Teorijski koeficijent mjernog lanca

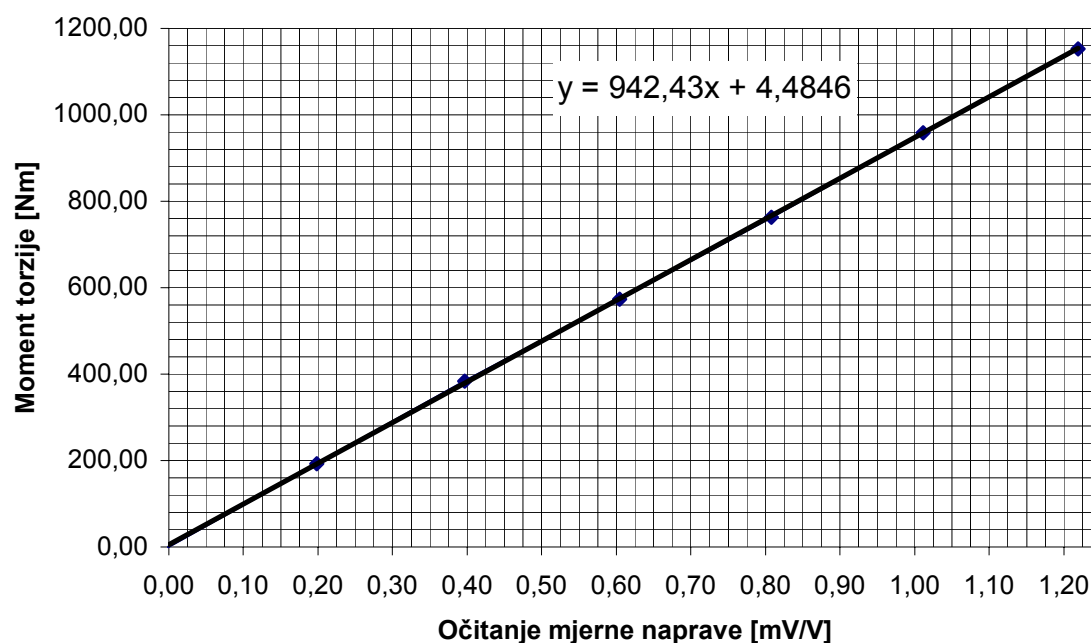
$$\frac{U_A}{U_E} = \frac{k}{4} \cdot (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) = k \cdot \varepsilon_{45^\circ} = 2,06 \cdot 1,467 \cdot 10^{-3} = 3,022 \cdot 10^{-3} \frac{V}{V} = 3,022 \frac{mV}{V}$$

$$K = \frac{M}{U_A/U_E} = \frac{2700}{3,022} = 893 \frac{Nm}{mV/V}$$

Umjereni koeficijent mjernog lanca

Baždarni list		Očitavanje	Sila	Krak	Moment torzije	Očitavanje mjerne
N	μm	μm	N	m	Nm	naprave mV/V
0	0,0	0	0	0,761	0	-0,0008
500	19,8	10	253	0,761	192	0,1979
		20	505	0,761	384	0,4010
1000	39,9	30	754	0,761	574	0,6048
		40	1003	0,761	763	0,8078
1500	59,4	50	1259	0,761	958	1,0112
2000	79,1	60	1515	0,761	1153	1,2192

Tabela 6. Rezultati umjeravanja



Dijagram 1. Aproximacija koeficijenata pravca po metodi najmanjeg kvadrata

$$M = 942,43 \cdot \text{očitavanje} \left[\frac{\text{mV}}{\text{V}} \right] + 4,4846 [\text{Nm}]$$

Moment torzije	Očitavanje mjerne naprave	Mjereni moment	Greška
Nm	mV/V	Nm	%
0	-0,0008	3,78	
192	0,1979	190,99	0,61
384	0,3967	382,40	0,49
574	0,6048	574,42	-0,14
763	0,8078	765,73	-0,36
958	1,0112	957,47	0,06
1153	1,2192	1153,50	-0,04

Tabela 7. Greška aproksimacije po metodi najmanjih kvadrata

Obzirom da je provjera izvršeno za 7 točaka, za svaku točku samo 2 mjerenja potrebno je izvršiti umjeravanje mjerne naprave prema propisima. Pri tom umjeravanju potrebno je i odrediti donju granicu mjernog područja.

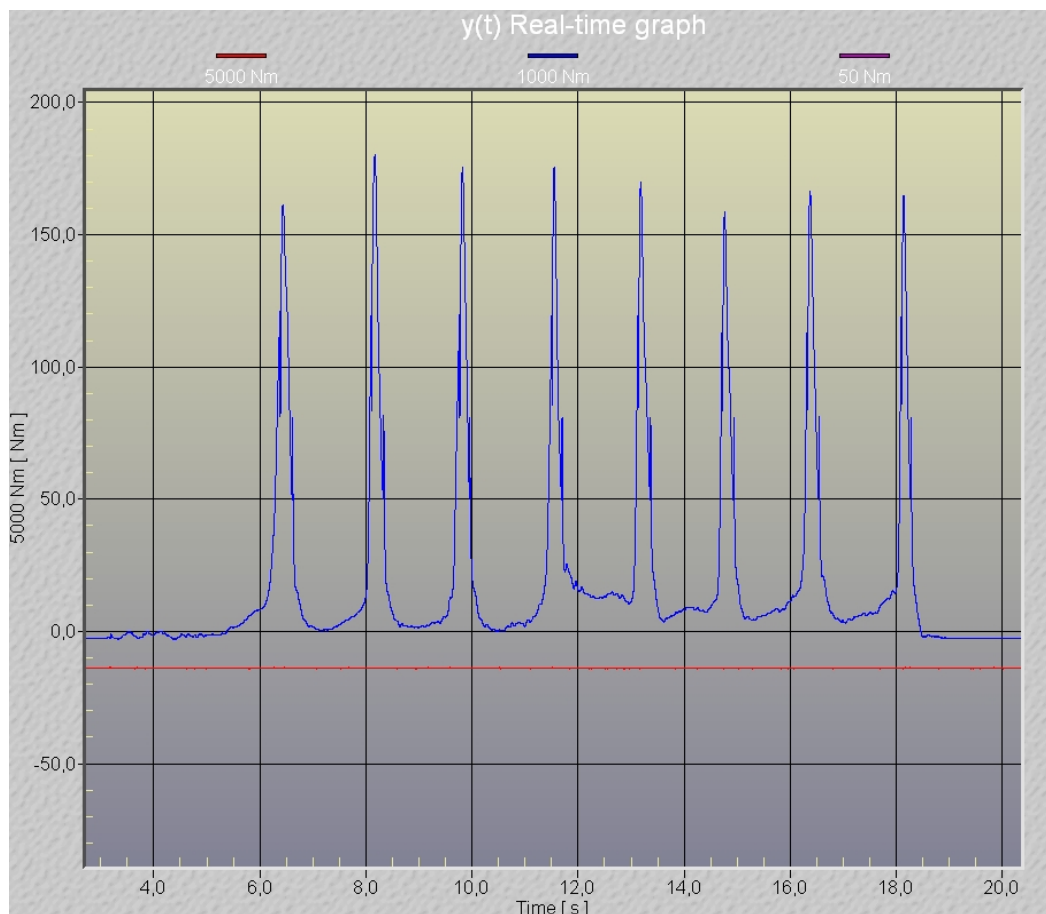
Točnost uređaja veća od 1% omogućuje korištenje mjernog lanca kao baždarne naprave



Slika 33. Ispitna mjerna doza sa postavljanim mjernim trakama

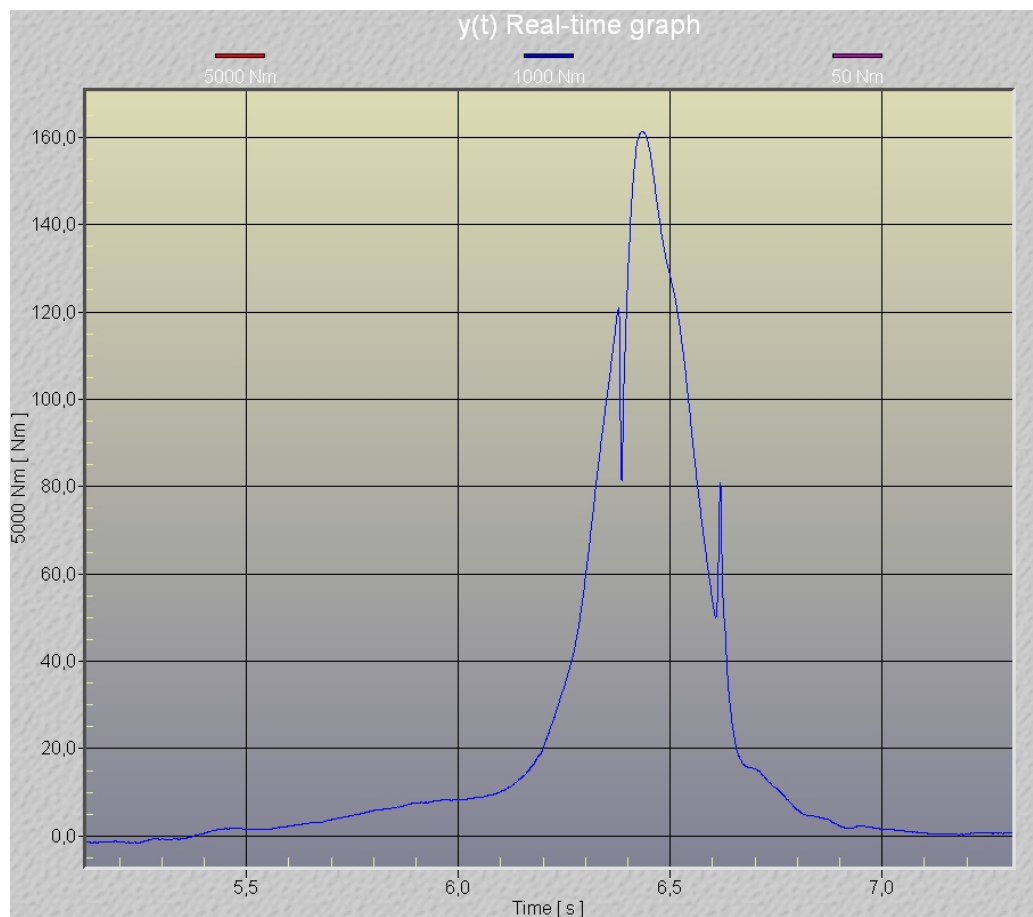
3.5.8. Povezivanje pojačala i računala

Nakon opterećivanja mjerne doze u određenim momentom javlja se razlika u naponu između točaka 1 i 4 (slika 24.) koja izaziva napon U_A koji je potrebno pojačati u mjernom pojačalu. Signal je potrebno pojačati da osiguramo linearnost sistema u omjeru $1 \text{ mV} = 1 \text{ Nm}$. Pokretanjem HMB-ovog programskog paketa Catman 5.0 koji služi za očitavanje mjernih podataka sa mjernog pojačala. Nakon podešavanja parametara koje nećemo opisivati jer nisu tema ovog rada, potrebno je pokrenuti program za mjerenje momenta. Ručnim opterećivanjem mjerne doze, u programskom paketu Catman se očitava promjena momenta (slika 34) u odnosu na vrijeme.



Slika 34. Promjena momenta u vremenu za veći broj okidanja momentnog ključa

Ovakvim prikazom (slika 34) nemamo puno informacija o procesu. Ako povećamo samo jedan segment toga dijagrama (slika 35.) možemo zaključiti koji dio toga dijagrama je naš mjerni rezultat. Pogledavši dijagram na slici 35. vidi se prirast sile uslijed povećanja momenta do prethodno namještenog momenta na mjernom ključu gdje dolazi do okidanja ključa i trenutnog pada momenta u neku malu vrijednost. Uslijed djelovanja opružnog efekta i udaranja prekidača u stjenku ključa dolazi opet do naglog porasta momenta na neku maksimalnu vrijednosti nakon čega slijedi opadanje momenta jer operator popušta silu na ključu te smanjuje moment. Ostali skokovi ili trzaji uzrok su postepenog popuštanja momenta. Pažljivim razmatranjem možemo dati zaključak da je prvi ekstrem u mjernom dijagramu (slika 35.) relevantan namještenom momentu i kao takav njegova maksimalna vrijednost služi nam kao relevantni podatak o odnosu na namješteni moment momentnog ključa.



Slika 35. Dijagramski prikaz okidanja momentnog ključa na 120 Nm, ručnom silom

Dobivene podatke nakon očitavanja iz dijagrama potrebno je statistički povjeriti (poglavlje 2.3.) te dati odluku u kojim granicama su mjerni rezultati a na osnovu toga i ocjenu o ispravnosti ispitnog momentnog ključa.

4. Metodička razrada

4.1. Lista zahtjeva

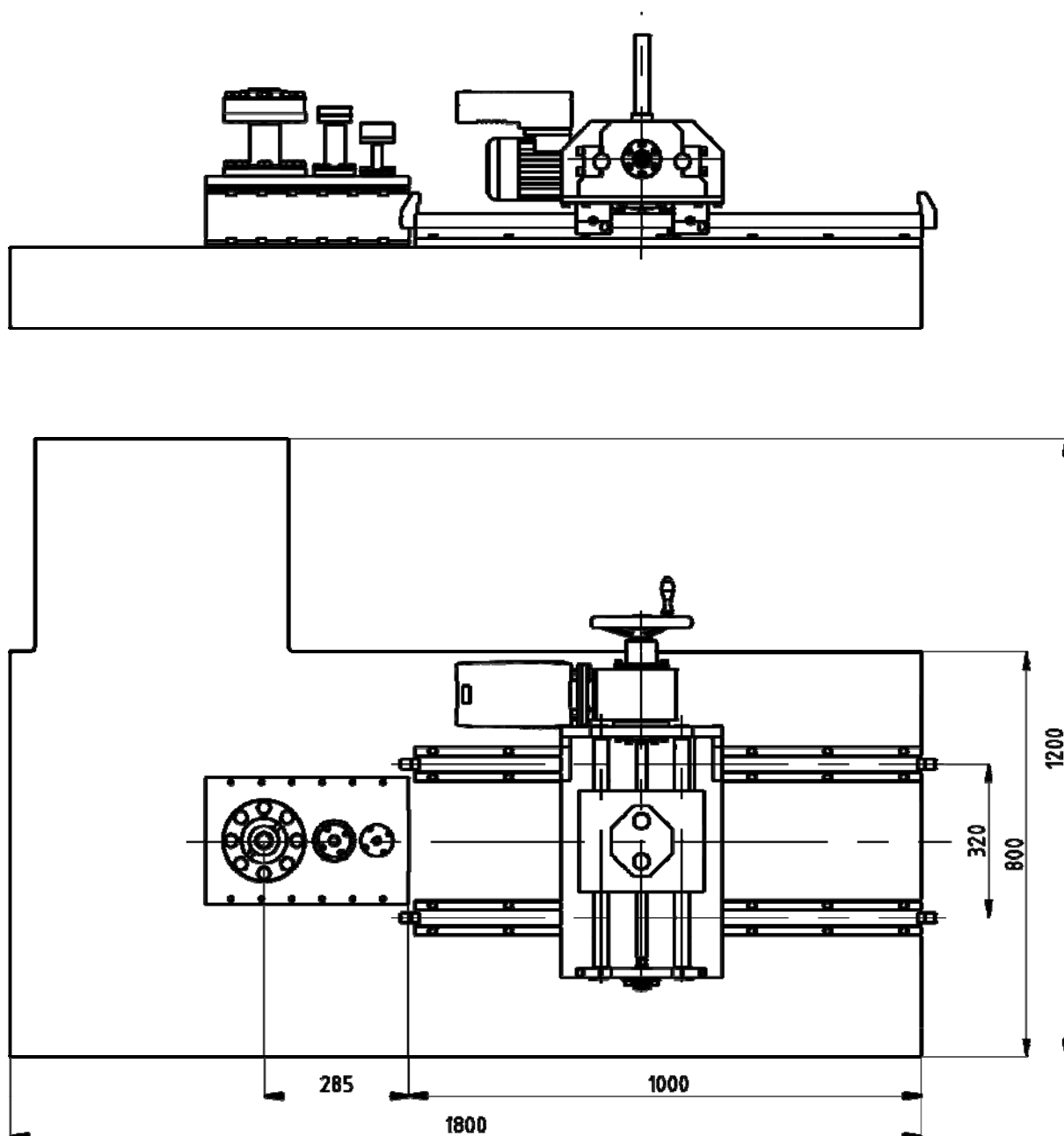
Lista zahtjeva		
Projekt: Uređaj za umjeravanje momentnih ključeva		
Ž	Z	Specifikacija
		Geometrija
*		• mogućnost prihvata svih veličina standardnih četverobrida, veličine stranice četverokuta od 6.3 mm do 40 mm
*		• mogućnost prihvata ključeva svih veličina do 5000 Nm
*		• mogućnost zaustavljanja stroja u odrađenoj poziciji
	*	• osiguranje upravljanja na više načina
		Kinematika
*		• glavno gibanje koje obavlja glavnu funkciju je translatorno
	*	• pomoćna gibanja su rotaciona, zaglavljivanje, hlađenje i dr.
		Sile
	*	• mjerenje momenta u rasponu do 5000 Nm
*		• uređaj je pričvršćen na gotovo postolje(pogledati dokumentaciju postolja),izvršiti pričvršćivanje vijcima preko T nastavka
		Energija
	*	• za pogon koristiti istosmjerni elektromotor sa regulacijom brojeva okretaja
	*	• koristi što manju instaliranu snagu
*		• mogućnost ručnog upravljanja uređajem
	*	• što bolja iskoristivost uložene energije

		Signali
*	*	• omogućiti namještanje broja okretaja elektromotora
	*	• jednostavne upravljačke komande
	*	• lako razumljiv prikaz rezultata mjerenja
*		• točnost izlaznih rezultata u granicama $\pm 1\%$
	*	• mogućnost prikaza rezultata na računalu te ispis dobivenih rezultata
*		• mogućnost manipulacije dobivenim rezultatima te obrada podataka
		Ergonomija i sigurnost
	*	• Upravljanje uređajem mora biti brzo i jednostavno
	*	• Onemogućiti preopterećenje sistema
*		• Rad u stojećem položaju
*		• Sigurnost od povrede operatora
*		• Mogućnost obavljanja ispitivanja od strane samo jednog operatora
	*	• Što manje umaranje radnika
*		• Nizak nivo buke
		Izrada
	*	• Koristiti što više standardnih dijelova
	*	• Mogućnost izrade svih nestandardnih dijelova u srednje opremljenoj radionici
		• Što manje strojne obrade
	*	• Koristiti tolerirane mjere samo na mjestima koja to iziskuju
	*	• Tehnološki oblikovati konstrukciju
*		• Kod konstruiranja uzeti u obzir da je ispitni moment podjele na tri mjerne doze
*		
		Eksploatacije i održavanje
*		• Konstrukcijski osigurati brzu izmjenjivost momentnih ključeva
	*	• Jednostavnost prelaska na drugi tip momentnog ključa
	*	• Jednostavna i brza izmjena istrošenih dijelova
*		• Mogućnost podmazivanja dijelova koji zahtijevaju tu operaciju
*		• Priučena radna snaga
	*	• Što manje dimenzije uređaja
	*	• Ne prevelika masa
	*	• Učestalost ciklusa mjerenja do 100 ciklusa/sat

<p>*</p>	<p>*</p> <p>*</p> <p>*</p> <p>*</p> <p>*</p> <p>*</p>	<p>Ekologija</p> <ul style="list-style-type: none"> • Uređaj ne smije zagađivati radnu okolinu • Mogućnost reciklaže strojnih dijelova • Reciklično oblikovanje <p>Troškovi</p> <ul style="list-style-type: none"> • Što niži troškovi izrade • Jednostavnost izrade dijelova • Dostupnost sastavnih dijelova na tržištu • Niski troškovi održavanja <p>Rokovi</p> <ul style="list-style-type: none"> • dokumentaciju završiti do 11.5. 2007.
----------	---	---

4.2. Varijanta rješenja

Nakon definiranja liste zahtjeva te misaonog procesa koncipiranja dana je varijanta rješenja (slika 36.) koja će nam poslužiti kao početni parametar u dimenzioniranju uređaja. Kod konstruiranja varijantne skice posvetila se pažnja ka jednostavnosti izrade te korištenje standardnih dijelova uz upotrebu već gotovih mjernih osjetnika.

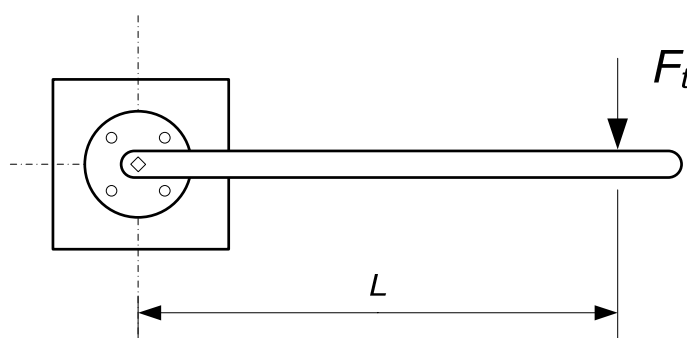


Slika 36. Konceptijska skica rješenja

5. Proračun i dimenzioniranje uređaja za umjeravanje momentnih ključeva

5.1. Dimenzioniranje pogonskog vretena

Projektnim zadatkom zadan je najveći potrební moment $M_t = 5000 \text{ Nm}$ iz čega je potrebno odrediti silu koja opterećuje pogonsko vreteno.



Slika 37. Djelovanje sile na momentni ključ

Vrijedi

$$M_t = F_t \cdot L \quad [\text{Nm}]$$

gdje je :

F_t – sila koju je potrebno osigurati za postavljeni moment

L – krak momentnog ključa

Sila, odnosno moment zavisi od veličine ključa koji se umjerava, tj. najvećeg momenta definiranog samim ključem. Dužina kraka ključa zavisi od najvećeg momenta za koji je ključ napravljen. Kod određivanja sile F_t potrebno je uzeti u obzir dimenzije najvećeg momentnog ključa koji želimo ispitati.

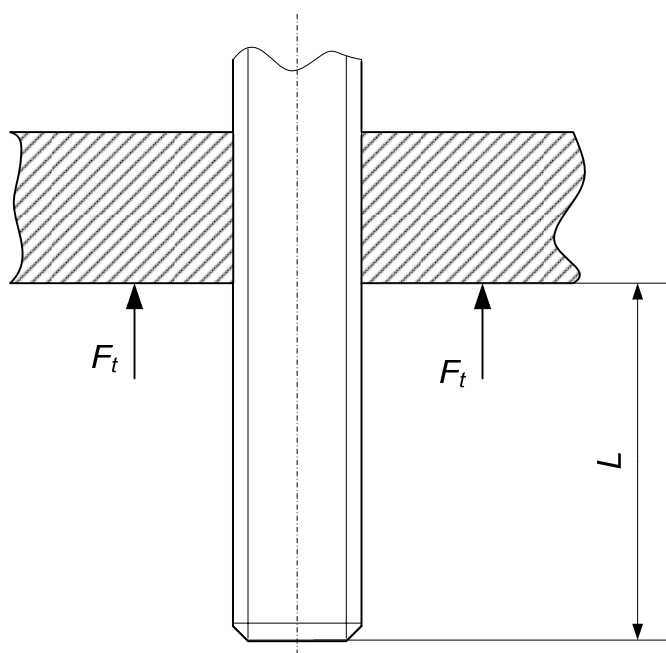
Istraživanjem ponude na tržištu došlo se do zaključka da postoje najveći ključevi okidanog momenta od $M = 3000 \text{ Nm}$ [17] sa duljinom kraka $L = 800 \text{ mm}$ sa dodatnom montažnom polugom koja produžuje krak na maksimalno $L = 1400 \text{ mm}$. Produženjem poluge momentnog ključa može se značajno smanjit potrebna sila okidanja.

S ciljem pokrivanja što većeg broja različitih tipova momentnih ključeva te poštivanja liste zahtjeva koja nalaže najveći moment od 5000 Nm , odnosno gabarita temeljnog stola uzet ćemo u danjim proračunima srednju duljinu kraka od $L = 1000 \text{ mm}$.

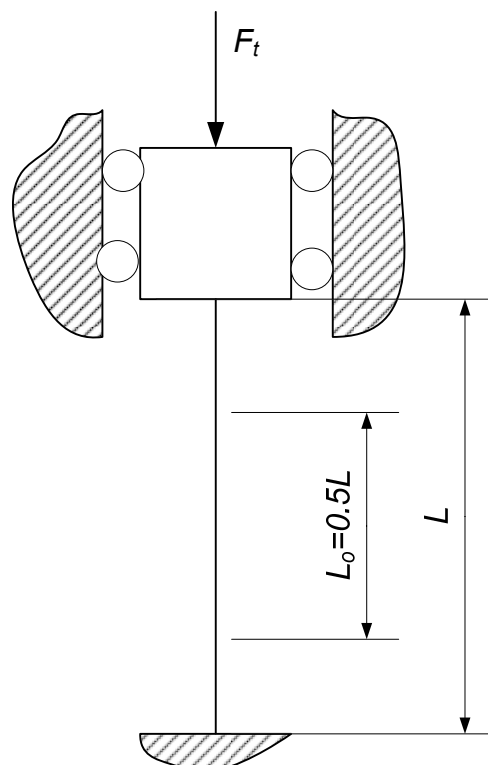
Iz gornjeg razmatranja proizlazi

$$F_t = \frac{M_t}{L} = \frac{5000}{1} = 5000 \text{ N}$$

S ciljem smanjenja troškova odabrano je trapezno vreteno kao pogonsko. Na takvo rješenje išlo se iz ekonomskih razloga, dobivanja samokočnosti te potrebnog što manjeg koraka navoja. U slučaju kugličnog vretena kao druga opcija odustalo se što zbog skupe izrade što zbog nemogućnosti dobivanja finijeg koraka.



Slika 38. Djelovanje sile na vreteno



Slika 39. Model izvijanja

Pretpostavljeni model opterećenja prema slici 39. daje kritičnu duljinu nošenja

$$L_o = \frac{1}{2} L_v = 0.5 \cdot 500 = 250 \text{ mm}$$

5.1.1. Orijentacijski promjer vretena

Sila izvijanja

$$F_k = S \cdot F_t = \pi^2 \frac{E \cdot I_{\min}}{L_o^2} \text{ N}$$

S - sigurnost protiv izvijanja

I_{\min} – najmanji aksijalni moment tromosti

$$I_{\min} = \frac{d_3^4 \cdot \pi}{64}$$

Potreban promjer jezgre vretena proračunat prema Euleru za elastično područje izvijanja

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot F_t \cdot S \cdot L_o^2}{E \cdot \pi^3}}$$

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 5000 \cdot 9 \cdot 250^2}{210000 \cdot \pi^3}} = 12.89 \text{ mm}$$

Izabrano je trapezno vreteno **Tr 20 x 2**

$$d_3 = 17.5 \text{ mm [1]}$$

$$d_2 = 19 \text{ mm [1]}$$

Iz konstrukcijskih razloga izabrali smo veće trapezno vreteno sa ciljem povećanja nosivosti u slučaju preopterećenja.

5.1.2. Kontrola naprezanja trapeznog vretena

Sila F koja nastaje uslijed napinjana (okidanja) momentnog ključa djeluje na vreteno tako da ga opterećuje tlačno dok moment uzrokovan okretanjem pogona izaziva torziono opterećenje.

$$P_h = 2 \text{ mm} - \text{kut uspona vretena Tr 20 x 2 [1]}$$

$$\mu = 0.1 - \text{faktor trenja čelik – bronca [2]}$$

$$\beta = 15^\circ - \text{polovica vršnog kuta navoja (slika 40.)}$$

$$\text{Tlačno naprezanje } \sigma = \frac{F_t}{A_j} = \frac{5000}{241} = 20.75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$A_j = 241 \text{ mm}^2 - \text{površina poprečnog presjeka jezgre [1]}$$

$$\text{Torziono naprezanje } \tau_t = \frac{T}{W_p}$$

W_p – polarni moment otpora

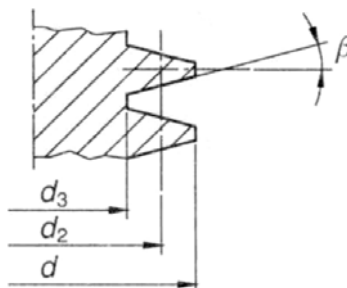
$$- \text{ za puni kružni presjek } W_p = \frac{d_3^3 \cdot \pi}{16} = \frac{17.5^3 \cdot \pi}{16} = 1052.31 \text{ mm}^3$$

Moment torzije vretena **Tr 20 x 2**

$$T = F_t \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi + \rho')$$

$$\tan \varphi = \frac{P_h}{d_2 \cdot \pi} = \frac{2}{19 \cdot \pi} = 0.0335 \rightarrow \varphi = 1.919^\circ$$

$$\tan \rho' = \frac{\mu}{\cos \beta} = \frac{0.1}{\cos 15} = 0.1035 \rightarrow \rho' = 5.9106^\circ$$



Slika 40. Karakteristične dimenzije trapeznog vretena

Moment torzije vretena

$$T = 5000 \cdot \frac{19}{2} \cdot \tan(1.919 + 5.9106) = 6536.3 \text{ Nmm} = 6.5363 \text{ Nm}$$

Ako znamo da za uvjet samokočnosti mora biti zadovoljen uvjet $\varphi < \rho'$, možemo reći da je uz $\varphi = 1.919^\circ < \rho' = 5.91^\circ$ zadovoljen uvjet samokočnosti.

Torzijsko naprezanje
$$\tau_t = \frac{T}{W_P} = \frac{6536.3}{1052.31} = 6.211 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Reducirano naprezanje

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau_t^2} \leq \sigma_{dop}$$

Dopuštena naprezanja za materijale navojnih vretena iznosi:

$$\sigma_{dop} = \frac{\sigma_{DI}}{S_p} = \frac{300}{2} = 150 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{DI} = 300 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad - \text{ istosmjerna promjenjivala čvrstoća za Fe 490-2 (Č. 0545) [1]$$

$$S_p = 2 \quad - \text{ potrebna sigurnost}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{20.75^2 + 3 \cdot 6.211^2} = 23.4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{red} = 23.4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{dop} = 150 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

5.1.3. Kontrola sigurnosti obzirom na izvijanje

Faktor vitkosti vretena $\lambda = \frac{L_o}{i} = \frac{250}{4.3707} = 57.2$

$$i = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A_j}} = \sqrt{\frac{4603.85}{241}} = 4.3707 \text{ mm}$$

$$I_{\min} = \frac{d_3^4 \cdot \pi}{64} = \frac{17.5^4 \cdot \pi}{64} = 4603.85 \text{ mm}^4$$

$$A_j = 241 \text{ mm}^2 \text{ - površina poprečnog presjeka jezgre [1]}$$

U našem slučaju pošto je $\lambda < \lambda_o \leq 90$ postoji neelastično izvijanje i proračun je potrebno provjeriti prema Tetmajeru.

Za $\lambda \leq 90$ vrijedi $\sigma_k = 335 - 0.62 \cdot \lambda$ [14]

$$\sigma_k = 335 - 0.62 \cdot 57.2 = 299.536 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Sigurnost protiv izvijanja : $S = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}} = \frac{299.536}{23.4} = 12.8$

ZADOVOLJAVA

$S_p = 6$ - potrebna sigurnost na izvijanje

5.1.4. Određivanje visine matice

Minimalna visina matice računa se na temelju dopuštenih specifičnih pritisaka u bokovima navoja

$$m = \frac{F_t \cdot P}{p_{dop} \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot \pi}$$

$$p_{dop} = 5 \div 15 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \rightarrow \text{dopušteni bočni tlak za brončane matice [2]}$$

- odabrano $p_{dop} = 8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \rightarrow \text{srednje teški i česti pogon}$

Nosiva dubina matice $H_1 = \frac{1}{2} \cdot P = 0.5 \cdot 2 = 1 \text{ mm}$

$P = 2 \text{ mm}$ - korak navoja Tr 20 x 2

Minimalna visina matice
$$m = \frac{5000 \cdot 2}{8 \cdot 19 \cdot 1 \cdot \pi} = 20.94 \text{ mm}$$

5.2. Određivanje momenta pokretanja

Da bi bilo moguće dobiti ukupan moment pokretanja potrebno je uz moment pokretanja vretena poznavati i moment koji se troši na gubitke uslijed trenja i gubitke zamašnih masa prijenosnika

Ukupan moment pokretanja
$$T_p = T + T_{VO} + T_L + T_{ZM}$$

T_{VO} - moment koji se troši na savladavanje otpora gibanja na vodilicama

T_L - moment uslijed trenja u valjnim ležajevima

T_{ZM} - moment zamašnih masa prijenosnika

U planu je ugradnja kugličnih linearnih ležajeva koji imaju mnogo manje trenje nego klizne linearne vodilice, te imaju vrlo mali utjecaj na povećanje momenta uslijed trenja u vodilicama.

$\eta_L = 0.98$ - pretpostavljeni koeficijent trenja u linearnim vodilicama

$$T_{VO} = \frac{0.98}{T} = 0.15 \text{ Nm} \quad \text{- pretpostavljeno}$$

Moment uslijed trenja u ležajevima

$$T_L = F_t \cdot \mu_a \cdot R_{srl} \cdot Z = 5000 \cdot 0.005 \cdot 15 \cdot 3 = 1125 \text{ Nmm} = 1.125 \text{ Nm}$$

$\mu_a = 0.005$ - koeficijent trenja u kugličnim ležajevima

$R_{srl} = 15 \text{ mm}$ - srednji promjer ležajeva

$Z = 3$ - broj ležajeva po vratilu

Moment zamašnih masa prijenosnika i motora

Zbog nepoznavanja dimenzija prijenosnika koji nisu navedeni od strane proizvođača (poglavlje) pretpostavit ćemo dimenziju pužnog zupčanika obzirom na dimenzije reduktorske kutije.

Pretpostavljen dimenzije zupčanika

$d_{z2} = 120 \text{ mm}$ - promjer zupčanika

$d_{z1} = 25 \text{ mm}$ - promjer osovinskog provrta zupčanika

$b = 40 \text{ mm}$ - širina zupčanika

$\rho = 7850 \text{ kg/mm}^3$ - specifična gustoća čelika

$$J_z = \frac{\pi}{32} (d_{z2}^4 - d_{z1}^4) \cdot b \cdot \rho$$

$$J_z = \frac{\pi}{32} (0.12^4 - 0.025^4) \cdot 0.04 \cdot 7850 = 0.00638 \text{ kg/m}^2$$

Za pokretanje iz stanja mirovanja

$$\Delta\omega = \omega = 2\pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 0.67 = 4.21 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$n = 40 \text{ mm}^{-1} = 0.67 \text{ s}^{-1}$ - pretpostavljeni broj okretaja

$\Delta t = 0.5 \text{ s}$ - pretpostavljeno vrijeme ubrzanja

Kutno ubrzanja

$$\varepsilon = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{4.21}{0.5} = 8.42 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Moment zamašnih masa prijenosnika

$$T_{ZM} = J_z \cdot \varepsilon \approx 0.00638 \cdot 8.42 = 0.053 \text{ Nm}$$

Ukupan moment pokretanja

$$T_p = T + T_{VO} + T_L + T_{ZM}$$

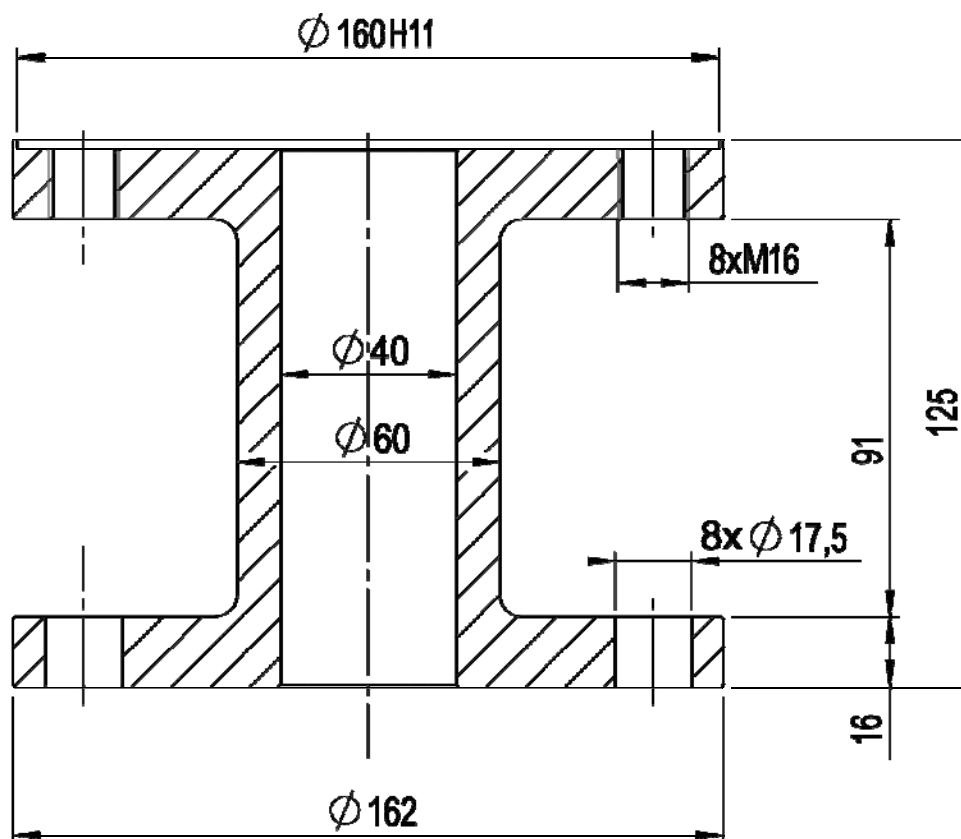
$$T_p = 6.53 + 0.15 + 1.125 + 0.053 = 7.858 \text{ Nm}$$

5.3. Određivanje izlazne brzine vrtnje

U normi ISO 6789 dan je naputak o prirastu torzionog momenta koji mora biti u granicama od 0.5 do 4 sekunde u zadnjih 20 % opterećenja, dok prirast torzionog momenta u prvih 80 % nije ograničen vremenski.

Da bi mogli odrediti potreban broj okretaja vretena moramo poznavati horizontalni hod konjića kojeg možemo dobiti preko kuta zakreta mjerne doze i kraka momenta.

Za referentnu dozu uzet ćemo najveću dozu koja je za torzione momente od 500 do 5000 Nm.



Slika 41. Mjerni osjetnik od 500 do 5000 Nm

Prema dimenzijama mjerne doze: $L = 90 \text{ mm}$ $d_1 = 60 \text{ mm}$ $d_2 = 40 \text{ mm}$

Maksimalni dozvoljeni moment u granicama elastičnosti:

$$T_{\max} = W_p \cdot R_{p0.2} = 0.2(d_1^3 - d_2^3) \cdot R_{p0.2}$$

$$T_{\max} = 0.2(60^3 - 40^3) \cdot 650 = 19760000 \text{ Nmm} = 19760 \text{ Nm}$$

Možemo ustvrditi da je naš najveći ispitni moment u granicama elastičnosti, tj. neće nastupiti plastična deformacija uslijed opterećenja od 5000 Nm

Kut zakreta ispitne doze

$$\alpha_{\text{rad}} = \frac{M_t \cdot L}{G \cdot 0.1 \cdot (d_1^4 - d_2^4)}$$

M_t - ispitni moment [Nmm]

$G = 80000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - modul klizanja materijala, za čelik, [2]

$$R_{p0.2} = 650 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} - \text{granica elastičnosti za 42 CrMo4 (Č.4732), [1]}$$

Za ispitni moment $M_t = 5000 \text{ Nm}$ kut zakreta je:

$$\alpha_{rad} = \frac{5000000 \cdot 90}{80000 \cdot 0.1 \cdot (60^4 - 40^4)} = 0.00541 \text{ rad}$$

odnosno $\alpha_{deg} = 0.31^\circ$

Za ispitni moment $M_t = 500 \text{ Nm}$ kut zakreta je:

$$\alpha_{rad} = \frac{500000 \cdot 90}{80000 \cdot 0.1 \cdot (60^4 - 40^4)} = 0.000541 \text{ rad}$$

odnosno $\alpha_{deg} = 0.031^\circ$

Dimenzije srednje doze (slika 30.): $L = 70 \text{ mm}$ $d_1 = 40 \text{ mm}$ $d_2 = 22 \text{ mm}$

Srednja doza projektirana je za momente do 2700 Nm, mi ćemo provjeriti kut zakreta kod maksimalnog dopuštenog momenta te na vrijednosti od 70 Nm.

Za ispitni moment $M_t = 2700 \text{ Nm}$ kut zakreta za srednju dozu(slika 30.) je:

$$\alpha_{rad} = \frac{2700000 \cdot 70}{80000 \cdot 0.1 \cdot (40^4 - 22^4)} = 0.010158 \text{ rad}$$

odnosno $\alpha_{deg} = 0.58^\circ$

Za ispitni moment $M_t = 70 \text{ Nm}$ kut zakreta za srednju dozu(slika 30.) je:

$$\alpha_{rad} = \frac{70000 \cdot 70}{80000 \cdot 0.1 \cdot (40^4 - 22^4)} = 0.00026336 \text{ rad}$$

odnosno $\alpha_{deg} = 0.0151^\circ$

Dimenzije najmanje doze : $L = 70 \text{ mm}$ $d_1 = 18 \text{ mm}$ $d_2 = 10 \text{ mm}$

Najmanja doza projektirana je za momente do 100 Nm, mi ćemo provjeriti kut zakreta kod maksimalnog dopuštenog momenta te na vrijednosti od 2 Nm.

Za ispitni moment $M_t = 100 \text{ Nm}$ kut zakreta za najmanju dozu(slika 30.) je:

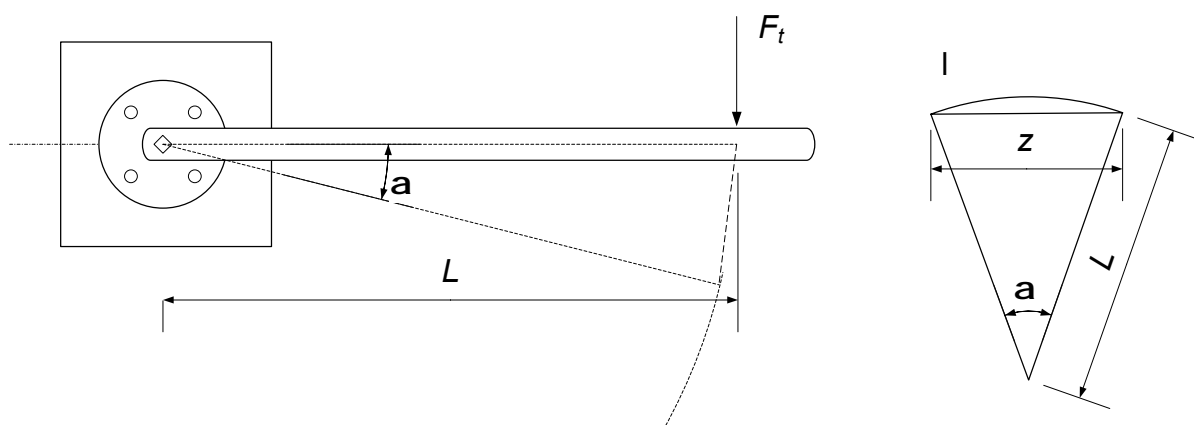
$$\alpha_{rad} = \frac{100000 \cdot 70}{80000 \cdot 0.1 \cdot (18^4 - 10^4)} = 0.00921 \text{ rad}$$

odnosno $\alpha_{\text{deg}} = 0.527^\circ$

Za ispitni moment $M_t = 2 \text{ Nm}$ kut zakreta za najmanju dozu je:

$$\alpha_{\text{rad}} = \frac{2000 \cdot 70}{80000 \cdot 0.1 \cdot (18^4 - 10^4)} = 0.00018426 \text{ rad}$$

odnosno $\alpha_{\text{deg}} = 0.0106^\circ$



Slika 42. Shematski prikaz pomaka uslijed zakreta mjeren doze

Slika 42. daje prikaz pomaka ključa uslijed opterećenja mjernog osjetnika torzionim momentom uz uvjet da je poluga ključa idealno kruta. Duljina kraka se mijenja obzirom na vrstu ključa. S ciljem pojednostavljenja uzet ćemo duljinu ključa $L = 1000 \text{ mm}$. Za prethodno izložene pretpostavke možemo odrediti potreban horizontalni pomak konjića.

Horizontalni pomak

$$z = 2 \cdot L \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

Pomak u slučaju vrijednosti ispitnog momenta od 5000 Nm

$$z = 2 \cdot 1000 \cdot \sin \frac{0.31}{2} = 5.41 \text{ mm}$$

Pomak u slučaju vrijednosti ispitnog momenta od 500 Nm

$$z = 2 \cdot 1000 \cdot \sin \frac{0.031}{2} = 0.541 \text{ mm}$$

Pomak u slučaju vrijednosti ispitnog momenta od 2700 Nm za srednju dozu

$$z = 2 \cdot 1000 \cdot \sin \frac{0.58}{2} = 10.12 \text{ mm}$$

Pomak u slučaju vrijednosti ispitnog momenta od 70 Nm za srednju dozu

$$z = 2 \cdot 1000 \cdot \sin \frac{0.0151}{2} = 0.264 \text{ mm}$$

Dobiveni pomaci su veoma mali što je i očekivano, u praksi su pomaci nešto veći zbog elastičnosti samog ključa te zračnosti između spojnih elemenata.

Kao referentnu dozu za daljnja računanja uzeti ćemo najveću dozu jer zbog potrebe dobivanja većih momenata ona problematično područje. U slučaju srednje doze imamo veći horizontalni pomak na vrijednosti 2700 Nm koji će dati veću potrebu brzinu. U planu je ispitivanje momenata iznad 2000 Nm na velikoj dozi. Za momente do 20 Nm ispitivanje je predviđeno preko ručnog vretena te nam regulacija nije potrebna.

Na osnovu tih pomaka koji vrijede za najveću dozu odredit ćemo obzirom na hod ključa i neko prosječno vrijeme okidanja, brzinu vrtnje.

Norma nalaže da je potreban porast sile do okidanja u zadnjih 20 % potrebno ostvariti u vremenu od 0.5 do 4 sekunde. Zbog vrlo malog hoda koji se ostvaruje bit će potrebne veoma male brzine vrtnje.

Uzet ćemo da je vrijeme okidanja 4 s, što daje za zadnjih 20 % vrijeme okidanja od 0.8 s, što je unutar granica 0.5 do 4 s.

Brzina okidanja za moment od 5000 Nm:
$$v = \frac{z}{t} = \frac{5.41}{4} = 1.3525 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Brzina okidanja za moment od 500 Nm:
$$v = \frac{z}{t} = \frac{0.541}{4} = 0.13525 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Potreban broj okretaja vretena

$$n = \frac{v}{P} \quad [\text{min}^{-1}]$$

v – brzina okidanja za određeni moment

$P = 2 \text{ mm}$ - korak trapeznog navoja, odabrani trapezni navoj Tr 20 x 2

Potreban broj okretaja za moment 5000 Nm
$$n = \frac{1.3525}{2} = 0.6725 \text{ s}^{-1} = 40.575 \text{ min}^{-1}$$

Potreban broj okretaja za moment 500 Nm
$$n = \frac{0.13525}{2} = 0.06725 \text{ s}^{-1} = 4.575 \text{ min}^{-1}$$

Potrebna snaga za pokretanje vretena

$$P_{iz} = T_p \cdot \omega$$

gdje je. $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$

T_p – ukupan moment pokretanja [Nm]

Izračunat ćemo snagu za veći broj okretaja jer je tada i potrebna snaga veća.

Potrebna snaga na izlazu

$$P_{iz} = 7.858 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0.6725 = 33.2 \text{ W}$$

5.4. Izbor motora i upravljanje

Obzirom na potrebni moment pokretanja $T_p = 7.858 \text{ Nm}$ te potrebnu izlaznu brzinu vrtnje $n = 4.575 \text{ min}^{-1}$ i dobivenu potrebu snagu $P_{iz} = 37.21 \text{ W}$ izabran je motorreduktor firme LENZE sa frekvencijskom regulacijom brzine, oznake

GKR 04 – 2M HAR 063C12

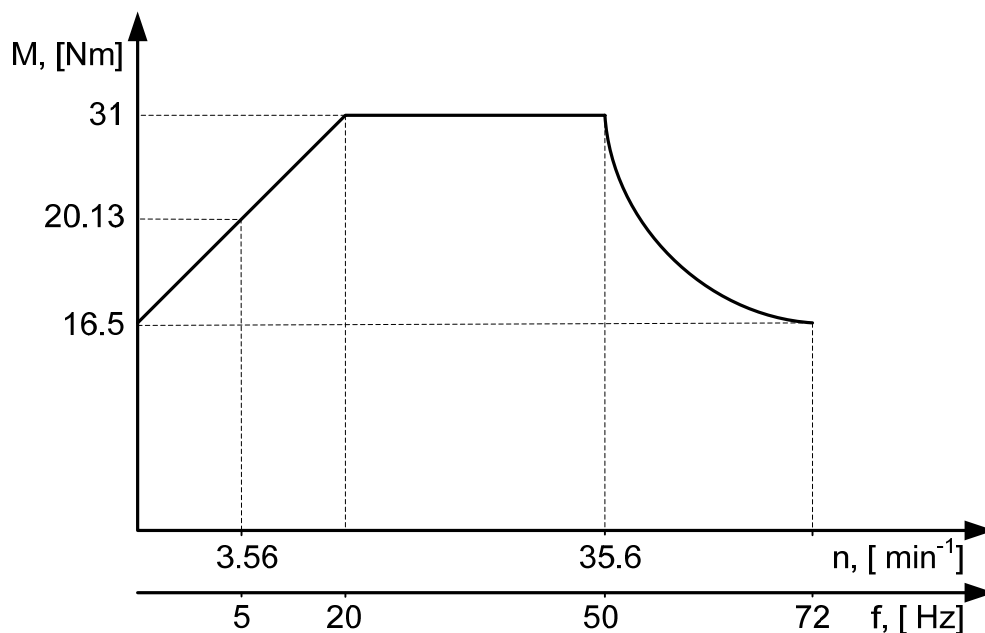
Karakteristike:

- Snaga pogona - 0.12 kW
- Brzina vrtnje pogona - 1425 min^{-1}
- Prijenosni omjer - 40
- Brzina vrtnje izlaza - 36 min^{-1}
- Izlazni moment - 31 Nm
- Pogonski faktor - 2.9

Izabran je frekvencijski pretvarač Umrichter Vector
oznake **E82EV251K2C**

Karakteristika:

- Napajanje - 180264 V
- Nazivan izlazna struja - 1.7 A
- Maksimalna izlazna struja max - 2.5 A
- Izlazna snaga - 0.68 kVA



Slika 43. Karakteristika momenta u odnosu na brzinu vrtnje te frekvenciju

Novi moment inercije obzirom na poznati motorreduktor

Moment inercije prijenosnika $J_K = 2.87 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$ [15]

Moment inercije rotora motora $J_M = 3.30 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$ [15]

$$J_\Sigma = J_K + J_M = 2.87 \cdot 10^{-6} + 3.30 \cdot 10^{-6} = 6.17 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$$

Za pokretanje iz stanja mirovanja

$$\Delta\omega = \omega = 2\pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 0.6 = 3.77 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$n = 36 \text{ mm}^{-1} = 0.6 \text{ s}^{-1}$ - pretpostavljeni broj okretaja

$\Delta t = 0.5 \text{ s}$ - pretpostavljeno vrijeme ubrzanja

Kutno ubrzanja

$$\varepsilon = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{3.77}{0.5} = 7.54 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

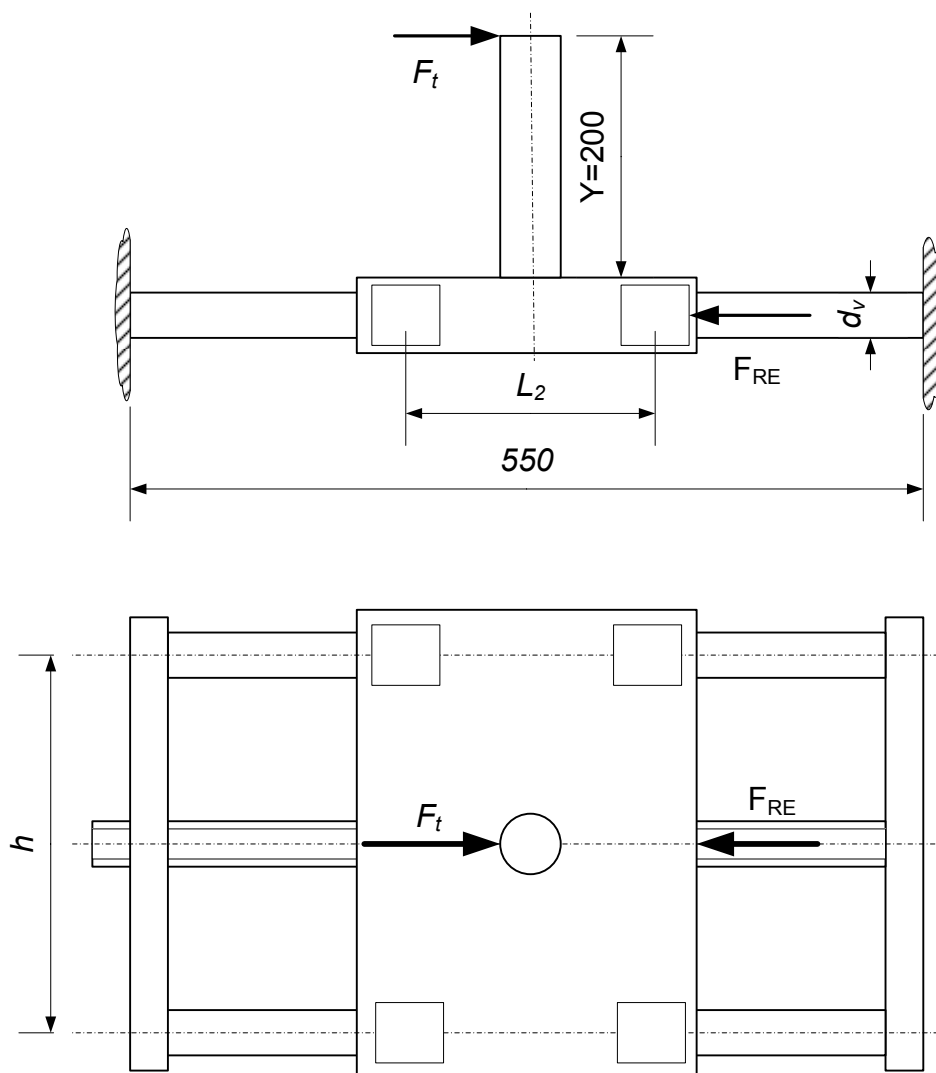
Moment zamašnih masa izabranog prijenosnika

$$T_{ZM1} = J_z \cdot \varepsilon \approx 0.00033287 \cdot 7.54 = 0.00251 \text{ Nm}$$

-

5.5. Izbor i provjera krutosti vodilica

5.5.1. Vertikalne vodilice



Slika 44. Shematski prikaz vertikalnih vodilica

Sila koju izaziva momentni ključ ovisna je o kraku momentnog ključa. Ključevi manjeg kraka imaju i manji moment okidanja. Na tržištu je nađen najveći ključ sa momentom okidanja od 3000 Nm sa krakom duljine $L = 780$ mm. Prema listi zahtjeva je zadan je moment od 5000 Nm prema kojem je potrebno provjeravati čvrstoću uz srednju duljinu poluge $L = 1000$ mm, .

Sila uslijed momenta okidanja

$$F_t = \frac{M_t}{L} = \frac{5000}{1} = 5000 \text{ Nm}$$

Moment savijanja na vodilicama uslijed kraka Y (slika 44.)

$$M_Y = F_t \cdot Y = 5000 \cdot 0.2 = 1000 \text{ Nm}$$

Iz konstrukcije $Y = 200 \text{ mm}$

U idealnom slučaju sila F_t odnosno moment M_Y bi se podijelio jednoliko na pola na svaku vodilicu. Zbog nesavršenosti izrade, pretpostavljene necentriranosti uzet ćemo da se moment dijeli u omjeru 60 % naspram 40 %.

Novi moment kojim ćemo ići dalje u proračun je:

$$M_{Y1} = M_t \cdot 0.6 = 1000 \cdot 0.6 = 600 \text{ Nm}$$

Naprezanje na savijanje uslijed momenta

$$\sigma_s = \frac{M_{Y1}}{W_p} = \frac{M_{Y1}}{0.1 \cdot d_v^3}$$

- za puni kružni presjek

$$W_p = \frac{d_v^3 \cdot \pi}{32} = 0.1 \cdot d_v^3$$

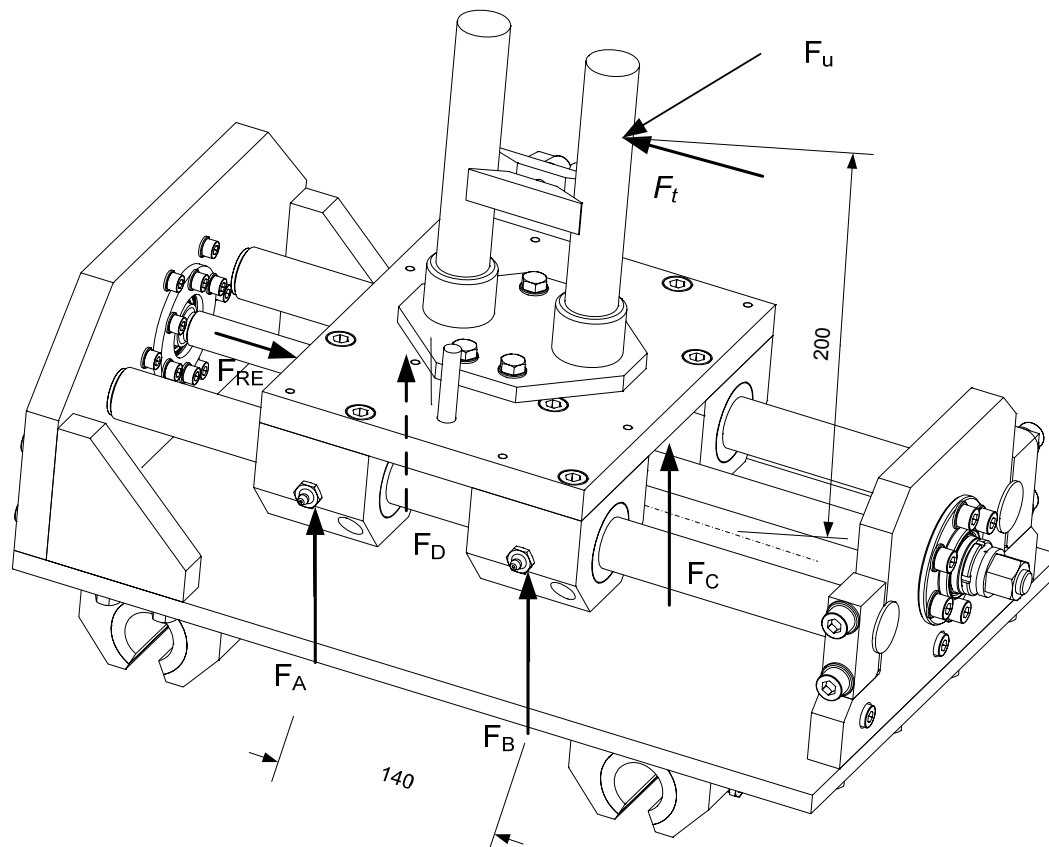
$$R_{p0.2} = 520 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ - granica elastičnosti za C60 E4 (Č.1731) [1]}$$

Orientacijski promjer vodilice

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{M_{Y1}}{0.1 \cdot R_{p0.2}}} = \sqrt[3]{\frac{600000}{0.1 \cdot 520}} = 22.6 \text{ mm}$$

Iz konstrukcijskih razloga te povećanja krutosti izabran je promjer vodilice $d_v = 30 \text{ mm}$

5.5.2. Odabir linearnih kugličnih ležajeva vertikalnih vodilica

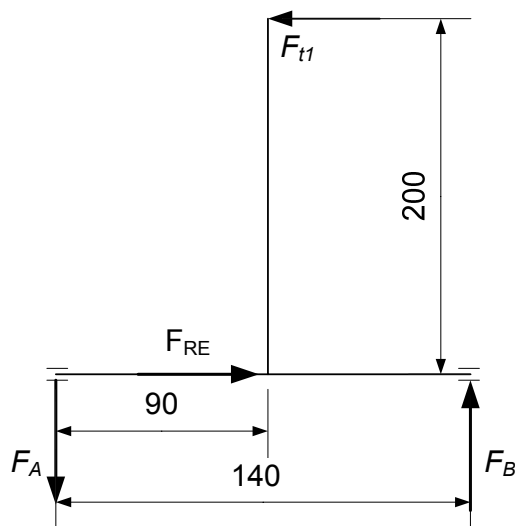


Slika 45. Raspored sila na vertikalne vodilice u prostoru

Zbog prijenosa na četiri oslonaca javlja se statički neodređen problem koji ćemo pojednostaviti tako da ćemo pretpostaviti prijenos sile na oslonce u omjeru 60 % naspram 40% obzirom na vodilicu.

Sila F_u koja se javlja uslijed otpora kružnog gibanja pomiče cijeli konjić po horizontalnoj vodilici pa nema utjecaja na oslonce u vertikalnim vodilicama

Zadana sila u odnosu na jednu vodilicu $F_{t1} = F_t \cdot 0.6 = 5000 \cdot 0.6 = 3000 \text{ N}$



Slika 46. Dispozicijska skica opterećenja u vertikalnoj ravnini

$$\Sigma M_A = 0 \quad F_{t1} \cdot 200 - F_B \cdot 140 = 0$$

$$F_B = \frac{F_{t1} \cdot 200}{140} = \frac{3000 \cdot 200}{140} = 4285.7 \text{ N}$$

$$F_A = F_B = 4285.7 \text{ N}$$

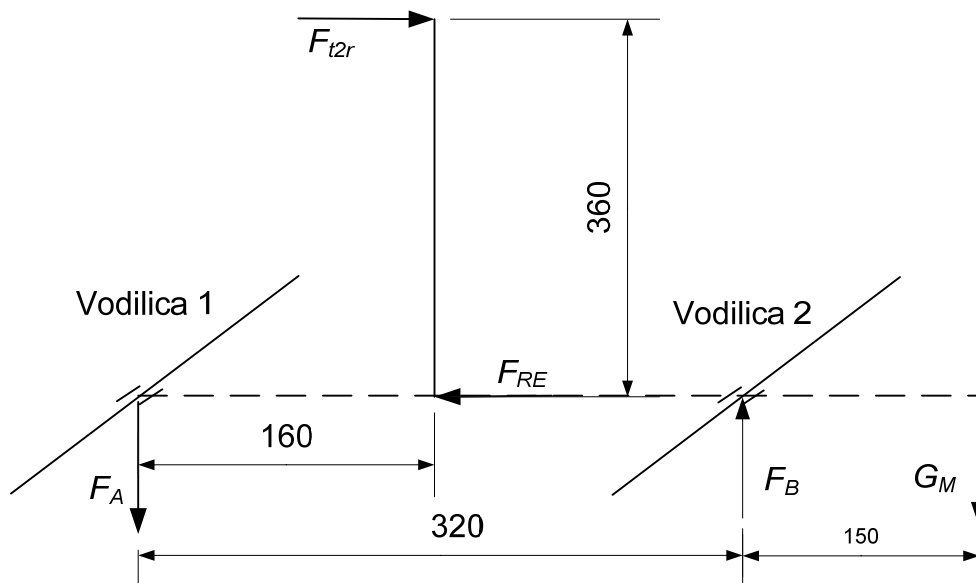
Za sve klizne čahure izabrana je SKF kuglična linearna čahura promjera ϕ 30 mm

Oznake LBCR 30 A, statičke nosivosti $C_o = 5700 \text{ N}$ [6]

Sa ciljem korištenja što više standardnih dijelova izabran je nosač čahure SKF LUND 30

5.5.3. Horizontalne vodilice

5.5.4. Odabir linearnih kugličnih ležajeva horizontalne vodilice



Slika 47. Dispozicijska skica opterećenja po ležišnom mjestu

Pretpostavljena sila uslijed težine reduktora i motora $G_M = m \cdot g = 35 \cdot 9.81 \approx 343 \text{ N}$

Zbog malog utjecaja sila uslijed težine konjića nije uzeta u proračun

Zadana sila u odnosu na jedno ležišno mjesto odrediti ćemo tako da pretpostavimo podjelu u odnosu 60 % naspram 40% po ležajnoj ravnini.

Veća sila po ležajnoj ravnini $F_{t2r} = F_t \cdot 0.6 = 5000 \cdot 0.6 = 3000 \text{ N}$

Sila po ležajnom mjestu $F_{t2} = F_{t2r} \cdot 0.5 = 3000 \cdot 0.5 = 1500 \text{ N}$

$$\Sigma M_A = 0 \quad F_{t2} \cdot 360 + G_M \cdot 470 - F_B \cdot 320 = 0$$

$$F_B = \frac{F_{t2} \cdot 360 + G_M \cdot 470}{320} = \frac{1500 \cdot 360 + 343 \cdot 470}{320} = 2191.3 \text{ N}$$

$$G_M - F_A + F_B = 0 \quad F_A = F_B + G_M = 2191.3 + 343 = 2534 \text{ N}$$

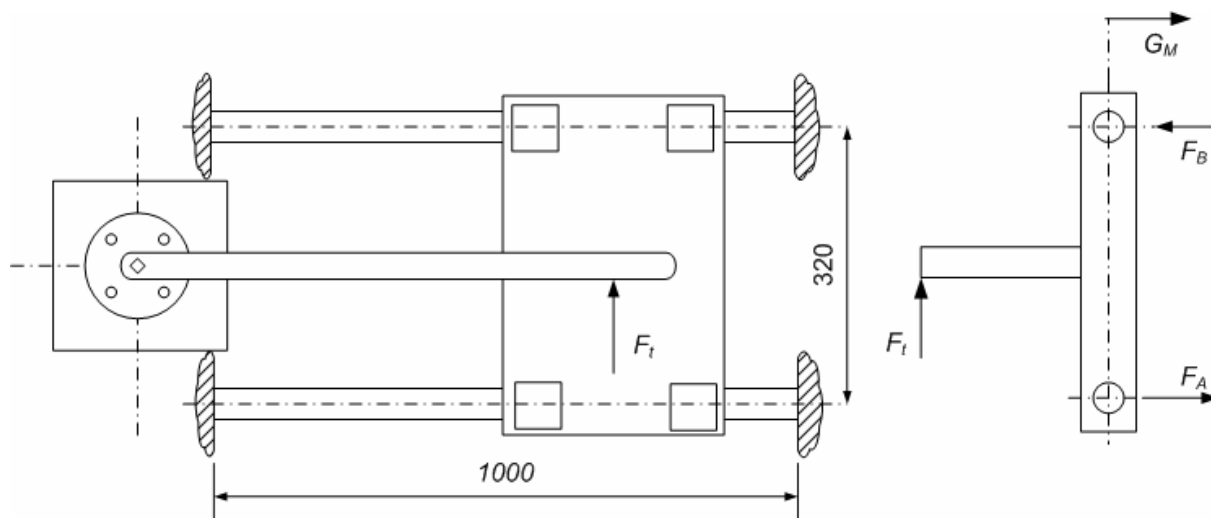
Rezultanta sila u ravnini koja djeluje na jednu čahuru

$$F_{RA} = \sqrt{F_A^2 + F_{t2}^2} = \sqrt{2534^2 + 1500^2} = 2944.7 \text{ N}$$

$$F_{RB} = \sqrt{F_B^2 + F_{t2}^2} = \sqrt{2191.3^2 + 1500^2} = 2655.5 \text{ N}$$

Za sva klizna mjesta izabrana je SKF kuglična linearna čahura promjera $\phi 30 \text{ mm}$
Oznake LBCT 30 A statičke nosivosti $C_0 = 5700 \text{ N}$ [6]

Sa ciljem korištenja što više standardnih dijelova izabran je nosač čahure SKF LUNF 30



Slika 48. Shematski prikaz horizontalnih vodilica

Uzeto je pojednostavljenje da sila F_t koja djeluje savojno na vodilice djeluje 60% više na jednu vodilicu pa možemo računati sa pola sile F_t po vodilici na savijanje. Ako promatramo položaj konjića vidjet ćemo da je najveće savijanje ako je konjić u sredini i kao takvo uzet ćemo ga kao najgori slučaj.

Ukupni moment savijanja
$$M_{yt} = F_t \cdot \frac{l}{2} = 5000 \cdot \frac{1000}{2} = 2500000 \text{ Nmm}$$

Moment savijanja po jednoj vodilici

$$M_{y2} = F_t \cdot \frac{l}{2} \cdot 0.6 = 5000 \cdot \frac{1000}{2} \cdot 0.6 = 1500000 \text{ Nmm}$$

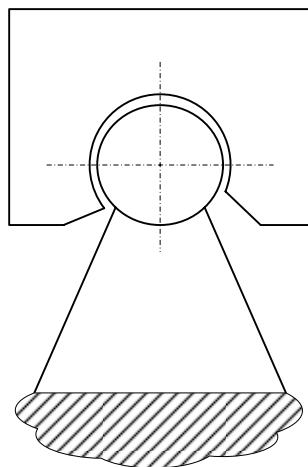
Naprezanje na savijanje

$$\sigma = \frac{M_{y2}}{W_p} = \frac{M_{y2}}{0.1 \cdot d^3}$$

$$R_{p0.2} = 520 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ - granica elastičnosti za C60 E4 (Č.1731) [1]}$$

Orijentacijski promjer
$$d_{v2} = \sqrt[3]{\frac{M_{y1}}{0.1 \cdot R_{p0.2}}} = \sqrt[3]{\frac{1500000}{0.1 \cdot 520}} = 30.67 \text{ mm}$$

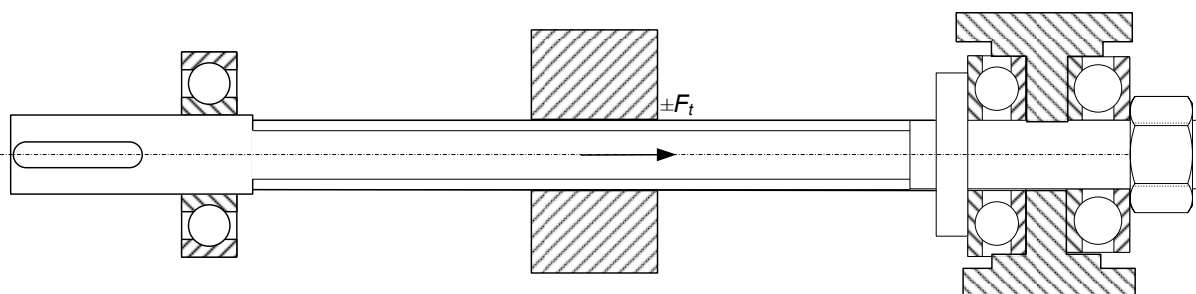
Iz konstrukcijskih razloga izabran je promjer vodilice $d_{v2} = 30 \text{ mm}$



Slika 49. Temeljenje horizontalne vodilice

Za vodilice u horizontalnoj ravnini koristiti ćemo trokutni temelj za vodilice (slika 49) koje time dobivaju otpornost na savijanje koje je u ovom slučaju veoma izraženo ako je konjić na sredini. Tom izvedbom savijanje anulira se na najmanju moguću mjeru jer su vodilice utemeljene po cijeloj dužini presjeka.

5.6. Izbor ležajeva trapeznog vretena



Slika 50. Uležištenje trapeznog vretena

Trapezno vreteno preuzima silu i prenosi ju preko ležajeva na podlogu, stoga je sila koju trebaju preuzeti ležajevi aksijalnog smjera. Potrebo je osigurati i radijalno vođenje, sve sile u tom smjeru preuzimaju vodilice.

Ležaj na mjestu A ima zadatak da omogući nesmetano okretanje i ne nosi nikakve sile pa ga nećemo proračunavati.

Odabran je ležaj na mjestu A za promjer rukavca $\phi 20$ dimenzija $\phi 35/20 \times 7$ oznake 61804

Ležaj na mjestu B

Najveći broj okretaja vretena

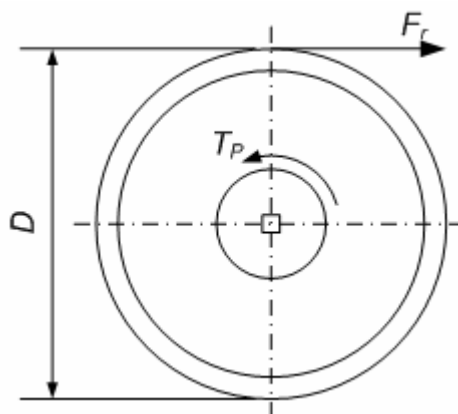
Dinamička moć nošenja $P = F_t = 5000 \text{ N}$

Nosiva sigurnost rada $L_h = 6000 \text{ h}$ -odabrano

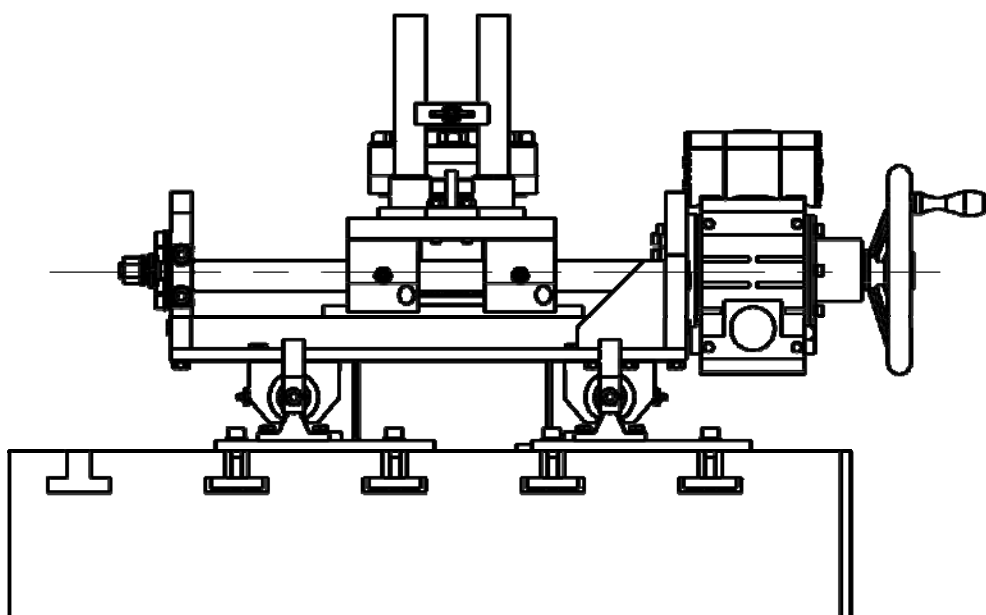
$$\text{Očitano } \frac{C}{P} \geq 2.3 \quad C \geq 2.3 \cdot P = 2.3 \cdot 5000 = 11500 \text{ N} \quad [7]$$

Odabran je aksijalni ležaj na mjestu B za promjer rukavca $\phi 20$ dimenzija $\phi 35/20 \times 10$
oznake 51104 dinamičke nosivosti 12 700 N [7]

5.7. Određivanje promjera kola za ručno pokretanje



Slika 51. Dispozicijska skica ručnog kola



Slika 52. Položaj ručnog kola

Ukupan moment pokretanja

$$T_P = T + T_{VO} + T_L + T_{ZM}$$

$$T_P = 6.53 + 0.15 + 1.125 + 0.053 = 7.858 \text{ Nm}$$

Ručna sila na kolu

$$F_r = 150 \text{ N} - \text{pretpostavljeno}$$

Minimalni promjer kola

$$D = \frac{2 \cdot T_P}{F_r} = \frac{2 \cdot 7.858}{150} = 0.105 \text{ m}$$

6. Uputstvo za montažu

Montažu uređaja treba obavljati stupnjevito. Prvo se montiraju podsklopovi, a zatim se oni kao zasebne cjeline postavljaju na odgovarajuća mjesta u glavni sklop. Zavisno od sklopa do sklopa potrebno je paralelno montirati više sklopova koji se u montaži nadovezuju i čine jedan sklop.

Montaža Konjića

Na držač matice (poz. 7) montirati maticu vretena (poz. 6) pomoću vijaka M6x 30 (poz. 10), i podloške (poz. 11) nije potrebno stegnut do kraja zbog centriranja. Takav podsklop se montira na temeljnu ploču (poz. 1) vijcima M10x25 (poz. 16). Nabiti linearni ležaj LBCD 30 (poz. 19) u noseće kućište LUND 30 te kao takvo montirati vijcima M10x40 (poz. 15) na temeljnu ploču (poz. 1), ne stegnuti do kraja. Takav podsklop potrebno je montirati na podsklop vozno postolje (poz. 2) i nakon centriranja vodicica i linearnih ležajeva sa trapeznim vretenom potrebno je stegnuti vijke M10x40 (poz. 15) i pristupiti bušenju provrta za zatike (poz. 17) na kućištu LUND 30, zatim nabiti zatike. Zasebno montirati bočni stup (poz. 2) na fiksator bočnog stupa (poz. 3) te sve skupa na postolje stupa (poz. 4). Takav podsklop vijcima M8x35 i (poz. 12) uz podlošku montirati na temeljnu ploču konjića (poz. 1) uz opirač manji (poz. 5) i mali podložak (poz. 20). Na bočni stup (poz. 2) nataknuti i podesiti po visini podložak ključa (poz.8) pomoću pričvrstih vijaka M8 (poz. 14).

Montaža voznog postolja

Ukutu0-1 (poz. 1) i ukutu -2 (poz. 2) vijcima M8x30 (poz 27) pričvrstiti na noseću ploču (poz. 3). Bočnu ploču 1 i 2 (poz. 5 i 6) vijcima montirati na noseću ploču (poz. 3). Ležišnicu -1 (poz.8.) montirati na bočnu ploču -1 vijcima M8x30 (poz. 30), uz puškicu (poz. 9) montirati dva aksijalna ležaja (poz. 13) i sve stegnuti na ležišnicu -1 (poz. 8) preko distantnog prstena (poz. 10) dvije KM4 matice (poz. 15). Ležišnicu -2 (poz. 12) montirati vijcima M6x30 (poz. 17) na bočnu ploču 2, radijalni ležaj (poz. 16) montirati sa zegerom na ležišnicu -2 (poz. 12.). Vodicice vretena (poz. 7) pričvrsti na bočne ploče 1 i 2 preko vijaka M8x30 (poz. 27) i držača vodicice (poz. 6). Pogonsko vreteno (poz. 11) uvesti kroz ležišnicu -2 i puškicu te pričvrstiti sa maticom M14 (poz. 14). Linearni ležaj (poz. 30) nabiti u kućište LUNF 30 (poz. 31) i sve pričvrstiti vijcima nakon centriranja na horizontalnim vodicama.

Montaža mjernog sklopa

Sastavljene mjerne doze (poz. 13, 15, 16) montirati na temelj doze (poz. 1) vijcima M16x5 uz podlošku (poz. 4, 5), M8x35 uz podlošku (poz. 6,7) i M6x30 uz podlošku (poz. 9,11). Temeljnu ploču pričvrstiti na profil-1 (poz. 2) vijcima M10x25 (poz 3, 19).

Montaža postolja vodilica

Vodilica (poz. 11) montira se vijcima M10x30 (poz. 10) na postolje vodilice (poz. 3) te se sve zajedno montira na temelj vodilice (poz. 1.) vijcima M8x16 (poz. 6, 7). Na temelj vodilice potrebno je pričvrstiti pomoću vijaka M10x50 (poz. 8,9) kamenove (poz. 4) koji će stezati temelj vodilice sa postoljem.

Montaža podsklopova u cjelinu

U greben postolja (poz. 10) uvesti postolje vodilice (poz. 11) te stegnuti vijke M10x50 (poz. 8,9). Na postolje vodilica uvesti vozno postolje (poz. 2) te pričvrstiti odbojnice (poz. 2). Motor reduktor (poz. 12, 13) spojiti vijcima M6x45 (poz. 4) preko distantnog prstena (poz. 3) na vozno postolje (poz. 2). Mjerni sklop (poz. 6) vijcima M10x25 (poz. 14,15) spojiti na postolje (poz. 11).

7. Zaključak

Primjena tenzometakasih traka ima veliki udio u eksperimentalnom određivanju naprezanja i deformacija a posebice u situacijama kada je to jedini isplativi način mjerenja koji može dati egzaktnu podatke. Ekonomska isplativost te brzina dobivanja rezultata mjerenja dovela su do signifikantnih poboljšanja u samoj konstrukciji mjernih traka. Razvojem traka te upotrebom adekvatnih pojačala mogu se dobiti vrlo precizni podaci kako za statička tako i za dinamička mjerenja. Postavljanje tenzometarskih traka na torzione opruge odgovarajućih dimenzija obzirom na opterećenje te primjenom odgovarajućeg pojačanja moguće je odrediti naprezanja vrlo visoke točnosti do $\pm 0.1 \%$.

Ovim radom pokušano je objasniti principe mjerenja tenzometarskim trakama te prikazati razradu mjernog lanca uređaja za umjeravanje momentnih ključeva. Razradom mjernog lanca dat je pregled metode spajanja u Wheatstoneov most te prednosti koje takva metoda daje. Zahtjevi za korištenjem što većeg broja standardnih dijelova te prilagođavanja konstrukcije uređaja prema već postojećem postolju uz upotrebu već gotovih mjernih osjetnika odredile su osnovni princip opterećenja mjernih elemenata, Dana konstrukcija projektirana je tako da se maksimalno pojednostavi izrada komponenata sa ciljem smanjenja troškova obrade.

Da bi mogli koristiti projektirani uređaj za umjeravanje momentnih ključeva konstrukcija je izvedena tako da zadovoljava norme ISO 6789 i ISO 1174 u cilju izmjenjivosti prihvata alata te sprečavanja dodatnih naprezanja koja bi utjecala na dobivene rezultate. Pojašnjeni su samo osnovni principi načina mjerenja te prikaz mjernih rezultata. Nije dana električna shema povezivanja frekventnog regulatora i računala, te način regulacije brzine vrtnje i način iskapčanja pogona nakon okidanja ključa.

8. Literatura

- [1.] Kraut, Bojan; *Krautov strojarski priručnik*, Axiom, Zagreb 1997.
- [2.] K.H.Decker; *Elementi strojeva*, Tehnička knjiga, Zagreb 1987.
- [3.] Norma ISO 6789
- [4.] Norma ISO 1174
- [5.] SKF priručnik za stezanje vijaka; www.skf.com/files/239454.pdf
- [6.] Katalog SKF Linear motion ; <http://www.linearmotion.skf.com/>
- [7.] Katalog SKF valjni ležajevi
- [8.] M. Husnjak; *Elektro otpornički tenzometri*, FSB 2004
- [9.] Tintor, B.: *Konstrukcija baždarnog uređaja za moment ključeva*,
Diplomski rad, FSB, Zagreb, 1994.
- [10.] HBM; Catman manual
- [11.] R. Schicker, G. Wegener; *Measuring torque correctly*, Bentrup Druckdienste KG,
Bielefeld 2002
- [12.] Horvat, Herold; Podloge za vježbe, Vratilo
- [13.] Opalić, Rakamarić; Podloge za vježbe, Reduktor
- [14.] Herold, Žeželj; Podloge za vježbe, Vijčana preša
- [15.] Katalog motorreduktora Lenze
- [16.] HBM; Spider 8 manual
- [17.] Gedore prodajni katalog